

**Desenvolvimento de uma bomba de calor
MARTIFER ENER-Q**

Fernando José Mota Ferreira

Relatório do projecto final do MIEM

Orientador na MARTIFER ENER-Q: Dr. Pedro Correia de Carvalho

Orientador na FEUP: Prof. Clito Afonso



**Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica**

Julho de 2009

Resumo

Este projecto visa o desenvolvimento de uma bomba de calor. O objectivo principal da mesma consiste no aquecimento de água para abastecimento de Águas Quentes Sanitárias (AQS) e Conforto Térmico (CT), assim como o arrefecimento de água para utilização em ventilo convectores para arrefecimento ambiente.

Como ponto de partida, existia um protótipo, e o objectivo central consistia em colocá-lo em funcionamento e posteriormente desenvolvê-lo de forma a melhorar o seu desempenho. O sistema inicial era composto por um ciclo de compressão por andares que possuía alguns problemas de concepção assim como alguns problemas inerentes ao processo pelo qual o equipamento foi construído. A bomba de calor apresentava porém um nível de desenvolvimento relativamente avançado em alguns aspectos.

Depois de analisado o sistema, este foi sujeito a testes de modo a determinar com exactidão os seus pontos críticos e os problemas existentes que pudessem condicionar o seu desempenho. Numa fase inicial, os problemas encontrados eram subjacentes apenas ao processo de construção. Estes introduziram uma elevada quantidade de sujidade na instalação assim como água que impediam que o sistema pudesse ter um funcionamento correcto.

Numa fase posterior, foram detectados os problemas de concepção da máquina, assim como alguns problemas mecânicos existentes em alguns dos equipamentos que compunham todo o sistema (compressor, electroválvulas, etc).

Visto revelarem-se dificuldades na resolução de todos os problemas do sistema apresentado inicialmente, foi construída uma mesa de testes para facilitar o manuseamento dos equipamentos, assim como as alterações futuras ao ciclo inicial.

No decorrer do estágio foram ainda testados outros ciclos menos elaborados. Os ciclos simples com apenas um andar de compressão e expansão são os mais utilizados pela concorrência em termos de bombas de calor, sendo os mais aconselhados para quem tem pouca experiência na área. Foi realizado um estudo de mercado de modo a compreender o tipo de produtos actuais, assim como as ofertas neste tipo de equipamentos.

Pode-se concluir que para o tipo de mercado a que a bomba de calor se destina, um sistema com um único compressor será o mais adequado, uma vez que o factor preço tem um peso muito importante face ao seu desempenho.

Palavras-chave: bomba de calor, ar condicionado, ciclo de compressão de vapor

Abstract

This project aims to develop a heat pump. The main purpose of it is heating water for supply for domestic hot water and thermal comfort as well as cooling water for use in fan convectors for cooling environment.

As a starting point, there was a prototype, and the main objective was to put it into operation and then develop it to improve its performance. The initial system consisted of a cycle of compression on floors that had some problems in design and some problems inherent to the process by which the equipment was built. The heat pump was however in an advanced level of development in some aspects.

After studying the existing system, this was subject to tests to determine accurately the critical points and problems that could affect its performance. Initially, problems were found just behind the construction process. They introduced a lot of dirt on the installation as well as water that prevented that the installation could have a proper operation.

At a later stage, the problems of design of the machine were analyzed as well as some mechanical problems of the equipment which comprises the whole system.

Since there were some difficulties in solving all problems in the system initially submitted, it was built a table of tests in order to facilitate the handling of equipment and also to help future changes to the initial cycle.

During the training courses we also tested other less developed systems. The cycle with only a single floor of compression and expansion is the most used by the competition in terms of heat pumps and for those who have little experience in this area this is the most recommend. We also conducted a market study in order to understand the type of products and equipment offered.

In conclusion, a system with a single compressor will be the most appropriate type for the market that the heat pump is designed, since the price factor is more important than the performance.

Key-words: heat pump, air conditioning, steam compression cycle

Agradecimentos

Queria agradecer à MARTIFER ENER-Q, nomeadamente ao administrador, Dr. Pedro Correia de Carvalho, a oportunidade de poder realizar o meu trabalho de final de curso estagiando num ambiente empresarial.

Agradeço também a todos os colaboradores da empresa, em especial os que trabalharam directamente comigo. Ao Celso Jacob o tempo, ajuda e ensinamentos, para além do apoio incondicional que me deu, pelas longas horas pela noite dentro passadas.

Ao José Carlos Gonçalves e aos colaboradores da produção agradeço a ajuda prestada na construção da bomba de calor.

Agradeço à Laura Almeida por disponibilizar livros sobre o assunto.

Ao meu colega de curso e de estágio, Romeu Matos, o companheirismo e a troca de ideias.

Agradeço ao orientador, o Professor Clito Afonso, o tempo e a ajuda prestada, assim como pela oportunidade que me foi concedida e pelas ajudas de foro profissional que me deu.

Por fim, agradeço a toda a minha família por me terem apoiado nos momentos menos felizes e por celebrarem comigo os mais favoráveis.

Índice

Resumo.....	iii
Abstract	v
Agradecimentos	vii
Índice.....	ix
Índice de Figuras	xiii
Índice de tabelas	xvii
1. Introdução.....	1
1.1. Introdução ao projecto	1
1.2. Apresentação da empresa MARTIFER ENER-Q	1
1.3. Apresentação do projecto da bomba de calor na MARTIFER ENER-Q.....	3
1.4. Estudo e desenvolvimento do protótipo da bomba de calor	4
1.5. Breve estudo económico.....	6
2. Introdução teórica.....	9
2.1. O ciclo de Carnot	10
2.2. Análise do ciclo de compressão de vapor teórico.....	12
2.3. Ciclo de compressão de vapor com permutador de calor interno	13
3. Sistemas inovadores por compressão de vapor	15
3.1. Sistema em cascata	15
3.2. Sistema em andares	16
4. Ciclo real.....	19
5. Componentes principais do ciclo de compressão de vapor.....	21
5.1. Fluído frigorífico	21
5.2. Compressores.....	22
5.3. Sistemas de expansão	24
5.3.1. Válvula de expansão manual.....	24
5.3.2. Tubo capilar	24
5.3.3. Válvula de expansão termostática	25
5.3.3.1. Funcionamento	26
5.3.4. Válvula automática.....	27
5.3.4.1. Funcionamento	27
5.3.5. Válvula de flutuador	27
5.4. Condensadores/Evaporadores.....	28
5.4.1. Classificação	28

Desenvolvimento de uma bomba de calor

5.4.1.1.	Condensadores	28
5.4.1.2.	Evaporadores.....	29
6.	Apresentação do sistema inicial	31
6.1	Ciclo termodinâmico.....	31
6.2	Componentes do ciclo	33
6.2.1	Compressores	34
6.2.2	Evaporadores.....	34
6.2.3	Permutadores de placas	35
6.2.4	Válvulas de expansão	36
6.2.5	Electroválvulas.....	37
6.2.6	Acumuladores de líquido.....	38
6.2.7	Depósito com serpentina integrada	39
6.2.8	Filtros.....	39
6.2.9	Visores	40
6.2.10	Termómetros.....	40
6.2.11	Manómetros	41
6.3	Sistema implementado.....	41
6.4	Objectivo do sistema	44
6.5	Problemas encontrados.....	45
6.6	Resolução dos problemas encontrados.....	48
7.	Primeira evolução	51
7.1	Resultados obtidos	52
7.2	Discussão	53
8.	Segunda evolução.....	55
8.1	Resultados obtidos	55
8.2	Discussão	55
9.	Terceira evolução	57
9.1	Resultados obtidos	57
9.2	Discussão	58
10.	Quarta evolução	59
10.1	Resultados obtidos	60
10.2	Discussão	61
11.	Quinta evolução.....	63
11.1.	Resultados obtidos	63
11.2.	Discussão	63

Desenvolvimento de uma bomba de calor

12.	Sexta evolução	65
12.1	Resultados obtidos	66
12.2	Discussão	68
13.	Sétima evolução	71
13.1.	Resultados obtidos	71
13.2.	Discussão	72
14.	Oitava evolução	75
14.1.	Resultados obtidos	76
14.2.	Discussão	77
15.	Nona evolução	79
15.1.	Resultados obtidos	79
15.2.	Discussão	80
16.	Décima evolução	81
16.1.	Resultados obtidos	82
16.2.	Discussão	82
17.	Décima primeira evolução	83
17.1.	Resultados	84
17.2.	Discussão	84
18.	Décima segunda evolução	85
18.1.	Resultados	86
18.2.	Discussão	87
19.	Décima terceira evolução	89
19.1.	Resultados	91
19.2.	Discussão	93
20.	Conclusão e trabalhos futuros	95
20.1.	Conclusão	95
20.2.	Trabalhos futuros	96
21.	Bibliografia	97
	Anexo A – Gráficos e tabelas	99
	Anexo B – Resultados experimentais	105

Índice de Figuras

Figura 1 - Autódromo Internacional do Algarve	2
Figura 2 - Kit termossifão de 300l.....	2
Figura 3 - Esquema do ciclo implementado na bomba de calor.....	5
Figura 4 - Custos de operação e rendimento energético principal	6
Figura 5 - Ciclo de Carnot	9
Figura 6 - Gráfico T-s relativo ao ciclo de Carnot	10
Figura 7 - Ciclo de compressão de vapor	11
Figura 8 - Ciclo com permutador de calor interno	13
Figura 9 - Gráfico do ciclo com permutador de calor interno	14
Figura 10 - Sistema de compressão de vapor em cascata.....	15
Figura 11 - Gráfico T-s de um ciclo em cascata.....	16
Figura 12 - Sistema de compressão de vapor por andares e respectivo gráfico T-s.....	17
Figura 13 - Gráfico do ciclo real de compressão de vapor.....	19
Figura 14 - Tubo capilar	25
Figura 15 - Válvula de expansão termostática.....	26
Figura 16 - Fotografia do correcto posicionamento do bolbo	26
Figura 17 - Condensador a ar	28
Figura 18 - Condensador a água	29
Figura 19 - Condensador do tipo evaporativo	29
Figura 20 - Evaporador/ condensador de carcaça e tubos	30
Figura 21 - Esquema do circuito implementado.....	31
Figura 22 - Gráfico Temperatura versus entropia do ciclo instalado	32
Figura 23 - Gráfico Pressão versus entalpia do ciclo implementado	33
Figura 24 - Compressor do tipo hermético.....	34
Figura 25 - Evaporador plano.....	35
Figura 26 - Permutador de placas	36
Figura 27 - Válvulas de expansão	37
Figura 28 - Bico das válvulas de expansão	37
Figura 29 - Electroválvula	38
Figura 30 - Acumulador de líquido	38
Figura 31 - Depósito com serpentina integrada.....	39
Figura 32 - Filtro de partículas	39

Desenvolvimento de uma bomba de calor

Figura 33 - Visor com indicador de passagem de líquido ou vapor	40
Figura 34 - Termómetro analógico	40
Figura 35 - Manómetros analógicos.....	41
Figura 36 - Sistema implementado	42
Figura 37 – Fotografia do sistema implementado.....	43
Figura 38 - Fotografia do sistema implementado	43
Figura 39 - Depósito inicial	45
Figura 40 - Desenho da evolução número 1 do depósito	46
Figura 41 - Bomba de vácuo e vacuómetros para realização de vácuo na instalação.....	47
Figura 42 - Electroválvula danificada.....	48
Figura 43 - Mesa de testes com circuito para aquecimento	51
Figura 44 - Depósito com serpentina integrada	52
Figura 45 - Gráfico correspondente ao ciclo implementado.....	53
Figura 46 - Ciclo de compressão de vapor simples	59
Figura 47 - Gráfico da evolução do sistema de compressão de vapor simples.....	60
Figura 48 - Válvula de expansão com ligação soldada.....	62
Figura 49 - Válvula de expansão com ligações roscadas.....	62
Figura 50 - Esquema do circuito com permutador de calor interno.....	65
Figura 51 - Permutador de calor interno	66
Figura 52 - Gráfico da evolução do ciclo com permutador de calor interno	67
Figura 53 - Fotografia do divisor de caudal do evaporador.....	69
Figura 54 - Fotografia do interior do evaporador após alteração.....	69
Figura 55 - Fotografia do reservatório de AQS	73
Figura 56 - Fotografia dos sensores à entrada e saída do condensador	75
Figura 57 - Fotografia do bolbo do sensor de temperatura com fraco contacto entre este e a tubagem.....	77
Figura 58 - Fotografia do bolbo do sensor de temperatura após limpeza da tubagem	78
Figura 59 - Leitura da temperatura do ar à saída do ventilo convector	80
Figura 60 - Esquema do ciclo implementado.....	81
Figura 61 - Esquema do ciclo implementado.....	83
Figura 62- Válvula de enchimento.....	85
Figura 63 - Enchimento do circuito	85
Figura 64 - Esquema do ciclo implementado.....	86
Figura 65 – Permutadores de placas e sensores de temperatura associados	89

Desenvolvimento de uma bomba de calor

Figura 66 - Compressor e pressostato associado	90
Figura 67 - Sistema completo e reservatórios associados	90
Figura 68 - Gráfico com comparação do COP e trabalho do sistema para diferentes valores de temperatura de entrada da água no permutador de calor	92
Figura 69 - Exemplo de escolha de um bico para uma válvula de expansão	100
Figura 70 - Gráficos do compressor de baixa pressão.....	102
Figura 71 - Gráficos para o compressor de alta pressão.....	103

Índice de tabelas

Tabela 1 - Alguns valores típicos de eficiência e custos de operação para sistemas de aquecimento.....	7
Tabela 2 - Temperaturas obtidas durante o funcionamento do sistema	52
Tabela 3 - Pressões reinantes no sistema.....	52
Tabela 4 – Temperaturas para os diversos pontos da instalação	55
Tabela 5 - Pressões obtidas na instalação	55
Tabela 6 - Temperaturas obtidas durante o funcionamento do sistema	57
Tabela 7 - Pressões obtidas para o ciclo em estudo.....	58
Tabela 8 - Resultados experimentais para o ciclo de compressão de vapor simples	60
Tabela 9 - Resultados experimentais para o ciclo simples	63
Tabela 10 - Resultados experimentais do ciclo com permutador de calor interno.....	67
Tabela 11 - Resultados experimentais	71
Tabela 12 - Potências trocadas pelo sistema	72
Tabela 13 - Temperaturas obtidas durante o funcionamento do ciclo.....	76
Tabela 14 - Alguns resultados experimentais.....	76
Tabela 15 - Temperaturas obtidas durante o funcionamento do ciclo.....	79
Tabela 16 - Outros valores experimentais	79
Tabela 17 - Resultados experimentais	82
Tabela 18 - Resultados experimentais	84
Tabela 19 - Resultados experimentais	86
Tabela 20 - Resultados experimentais para o ciclo simples	91
Tabela 21 - Temperaturas e pressões obtidas durante o funcionamento do ciclo	92
Tabela 22 – Capacidade das válvulas de expansão TS2 e TES2.....	99
Tabela 23 - Factor de correcção para graus de subarrefecimento diferentes de 4K.....	99
Tabela 24 - Propriedades dos permutadores de calor do tipo AC30 usados como evaporadores	100
Tabela 25 - Propriedades dos permutadores de calor do tipo AC30 usados como condensadores.....	101
Tabela 26 - Propriedades do evaporador a ar	104
Tabela 27 - Resultados experimentais para a primeira evolução	105
Tabela 28 - Pressões obtidas no ciclo da primeira evolução	105
Tabela 29 - Resultados experimentais para a segunda evolução.....	105
Tabela 30 - Pressões obtidas no ciclo da segunda evolução.....	105

Desenvolvimento de uma bomba de calor

Tabela 31 - Resultados experimentais obtidos na evolução 3	106
Tabela 32 - Pressões obtidas durante o funcionamento do ciclo da evolução 3	106
Tabela 33 - Resultados experimentais para a evolução 4	106
Tabela 34 - Resultados experimentais para a evolução 5, usando válvula de expansão.....	107
Tabela 35 - Resultados experimentais para a evolução 5, usando capilares.....	107
Tabela 36 - Resultados experimentais para o sistema da evolução 6	108
Tabela 37 - Resultados experimentais para o sistema da evolução 7	108
Tabela 38 – Temperaturas obtidas durante o funcionamento do ciclo da evolução 8	109
Tabela 39 - Resultados experimentais para o sistema da evolução 8	109
Tabela 40 - Temperaturas obtidas durante o funcionamento do ciclo da evolução 9.....	110
Tabela 41 - Resultados experimentais para o sistema da evolução 9	110
Tabela 42 - Temperaturas obtidas durante o funcionamento do ciclo da evolução 10.....	110
Tabela 43 - Resultados experimentais para o sistema da evolução 10	111
Tabela 44 - Temperaturas obtidas durante o funcionamento do ciclo da evolução 11	111
Tabela 45 - Resultados experimentais para o sistema da evolução 11	111
Tabela 46 - Temperaturas obtidas durante o funcionamento do ciclo da evolução 12.....	112
Tabela 47 - Resultados experimentais para o sistema da evolução 12	112
Tabela 48 - Temperaturas obtidas durante o funcionamento do ciclo da evolução 13.....	113
Tabela 49 - Resultados experimentais para o sistema da evolução 13	113

1. Introdução

1.1. Introdução ao projecto

No âmbito da disciplina final do curso de Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, a Tese/Projecto proporciona aos alunos uma vertente onde podem estagiar em empresas, em parceria com a faculdade. Deste modo, foi facultado um estágio na MARTIFER ENER-Q onde foi possível ganhar experiência prática e relacionar os conhecimentos teóricos adquiridos ao longo do curso com a realidade.

O estágio tinha como objectivo primordial o desenvolvimento de uma bomba de calor.

A empresa em questão já possuía um protótipo, por isso havia à partida duas opções: fazer um sistema totalmente novo, mesmo que baseado no existente, ou tentar evoluir o existente. Foi tomada a opção de desenvolver o existente, passo a passo, registando e analisando as consequências das alterações efectuadas, uma vez que, para além de ser mais fácil perceber o funcionamento do sistema, é também a opção mais indicada para quem tem pouca experiência prática.

O relatório apresenta uma estrutura com base no espaço temporal em que as evoluções foram sendo efectuadas, isto é, a primeira alteração é a evolução 1, a segunda é a evolução 2, até à última alteração efectuada. Para cada evolução ou alteração é apresentada uma pequena discussão de modo a identificar os principais problemas existentes assim como as vantagens face ao modelo anterior.

Nas restantes secções é realizada uma breve apresentação da empresa, do projecto e do protótipo existente.

1.2. Apresentação da empresa MARTIFER ENER-Q

A MARTIFER ENER-Q foi criada em 2008 e pertence ao grupo MARTIFER, sendo uma empresa Portuguesa actualmente com 35 funcionários.

O grupo MARTIFER foi criado em 1990, sendo inicialmente uma pequena empresa no ramo das construções metálicas. Ao longo dos anos a empresa foi crescendo e fortalecendo-se, mas um dos grandes passos foi dado quando ficou responsável pela construção da Expo 98. A partir desse momento a MARTIFER começou a ser vista com outros olhos pelas empresas concorrentes, tendo passado a liderar o mercado nacional das construções metálicas nesse mesmo ano. Outro grande marco na empresa foi quando ficou responsável pela construção de 6 dos 10 estádios de Euro 2004, realizado em Portugal.

Actualmente, a MARTIFER é líder do mercado europeu de construções e uma das 5 maiores empresas de construções da Europa. Deixou de ser também uma empresa dedicada exclusivamente ao ramo das construções metálicas, tendo nesta altura várias empresas de diversos sectores no grupo. Neste momento a empresa está dividida em grandes grupos, como a MARTIFER CONSTRUÇÕES, a MARTIFER INOX, a MARTIFER ALUMÍNIOS, a VENTI POWER, a PRIO e a MARTIFER SOLAR que engloba a MARTIFER ENER-Q.

Desenvolvimento de uma bomba de calor

A ENER-Q apresenta soluções de energias térmicas renováveis. A empresa iniciou a actividade desenvolvendo grandes projectos na área da térmica de edifícios e do consumo de águas quentes sanitárias. Projectos como o Parkalgarve, no Autódromo Internacional do Algarve (Figura 1), e o aeroporto de Lisboa da ANA foram desenvolvidos e executados pela ENER-Q. Pode também referir-se que existem projectos alicientes em curso, como por exemplo as termas de S. Vicente, assim como alguns projectos internacionais.



Figura 1- Autódromo Internacional do Algarve

A MARTIFER ENER-Q iniciou a construção dos seus próprios colectores no primeiro trimestre de 2009, tendo certificado (*solar Keymarck*) três gamas de produtos. A empresa pretende comercializar produtos com a própria marca, como também fabricar produtos OEM.(Original Equipment Manufacturing) Para além de disponibilizar colectores solares, ambiciona também comercializar kits termossifão de 200 l, 300 l e 300 l de circulação forçada, ainda no 3º trimestre do corrente ano de 2009 (Figura 2).



Figura 2 - Kit termossifão de 300 l

A ENER-Q deseja também entrar rapidamente no mercado das bombas de calor, estando para isso a desenvolver uma bomba de calor com alta eficiência (Coefficient of Performance (COP)>4) para aquecimento de Águas Quentes Sanitárias (AQS), aquecimento e arrefecimento para conforto térmico. Pretende-se, assim, que esta máquina sirva de apoio aos painéis solares.

1.3. Apresentação do projecto da bomba de calor na MARTIFER ENER-Q

Em geral, a compra e a instalação das bombas de calor são mais caras do que os outros sistemas de aquecimento, mas estes economizam dinheiro a longo prazo em algumas áreas, uma vez que diminuem o valor da conta de energia para aquecimento. Este é o principal ponto de interesse para o público em geral. Apesar do seu custo inicial ser relativamente elevado, a popularidade das bombas de calor tem vindo a aumentar nos últimos anos. Cerca de um terço de todos os lares, de uma única família, construídos nos Estados Unidos da América na última década é aquecido por este tipo de equipamentos.

A fonte de energia mais comum das bombas de calor é o ar atmosférico, embora a água e o solo sejam cada vez mais utilizados. O grande problema dos sistemas com ar como fonte de calor é o congelamento, que ocorre em climas húmidos quando a temperatura cai abaixo de 2-5°C. A acumulação de gelo nas serpentinas do evaporador é altamente indesejável, uma vez que este actua como resistência térmica, diminuindo seriamente a transferência de calor. Entretanto, é possível descongelar as serpentinas revertendo o ciclo da bomba de calor.

As bombas de calor cuja fonte de energia é a água utilizam na sua maioria água de poço a profundidades até 80 m no intervalo de temperaturas entre os 5°C e os 18°C e não sofrem o problema do congelamento. Em geral, estes sistemas têm COP's mais elevados, mas também são mais complexos e exigem acesso fácil a um grande corpo de água (como lençóis subterrâneos).

Os sistemas geotérmicos são, desta forma, bastante complicados, uma vez que exigem uma tubagem extensa colocada a grandes profundidades onde a temperatura do solo seja relativamente constante.

As bombas de calor que utilizam como fonte de calor a água e os geotérmicos são em geral mais dispendiosos, devido à sua complexidade e à necessidade de instalação de equipamentos mais complexos do que os sistemas que utilizam como fonte de calor o ar. A sua principal vantagem reside na performance, visto ser superior à dos sistemas a ar.

O COP das bombas de calor pode variar bastante, dependendo do sistema utilizado e da temperatura da fonte. Actualmente, para as mesmas temperaturas de funcionamento, podemos encontrar sistemas com COP's de calor superiores a 4.

As bombas de calor e os equipamentos de ar condicionado têm os mesmos componentes mecânicos. Assim, não é económico ter dois sistemas separados para atender aos requisitos de

aquecimento e arrefecimento de um edifício. Um sistema pode ser usado para aquecimento no inverno e arrefecimento no Verão, o que se verifica com a adição de válvulas de inversão.

As bombas de calor são mais competitivas em áreas com grande carga de arrefecimento durante a estação do Verão e uma carga de aquecimento relativamente pequena durante a estação de Inverno. Nessas áreas, estes equipamentos podem atender a todas as necessidades de arrefecimento e aquecimento de prédios residenciais ou comerciais, sendo menos competitivos em áreas nas quais a carga de aquecimento é muito grande e a carga de arrefecimento é pequena.

No presente caso, a bomba de calor terá como objectivo o suprimento das necessidades de calor durante o ano, sendo que parte das necessidades serão supridas por painéis solares térmicos. O funcionamento no modo de aquecimento será mais intenso na época em que a quantidade de radiação não for suficiente para suprir as necessidades caloríficas do sistema, o que no caso de Portugal acontece em especial nos meses de Inverno.

Na época de grandes necessidades de arrefecimento, a bomba de calor irá funcionar praticamente apenas no modo de arrefecimento visto que as necessidades de calor serão satisfeitas na sua maior parte pelos painéis solares. Nesta época, a radiação disponível será bastante elevada, permitindo que o fornecimento de calor seja totalmente satisfeito com recurso aos painéis solares.

1.4. Estudo e desenvolvimento do protótipo da bomba de calor

Como foi anteriormente referido, existia à partida um protótipo de uma bomba de calor. O protótipo apresentava-se ainda pouco desenvolvido em alguns aspectos, embora noutros já apresentasse um desenvolvimento razoável.

O sistema apresentado pela MARTIFER ENER-Q baseava-se num ciclo de compressão por andares. Este era constituído por dois compressores: um compressor de baixa pressão e um outro de alta pressão. Quanto ao sistema de expansão, este recorre apenas a uma válvula de expansão, sendo que a queda de pressão entre o condensador e o evaporador realizada de uma só vez. A bomba de calor continha ainda dois evaporadores a ar e dois permutadores de placas. Para além dos principais componentes, o sistema possuía também todos os acessórios necessários ao bom funcionamento do mesmo (Figura 3).

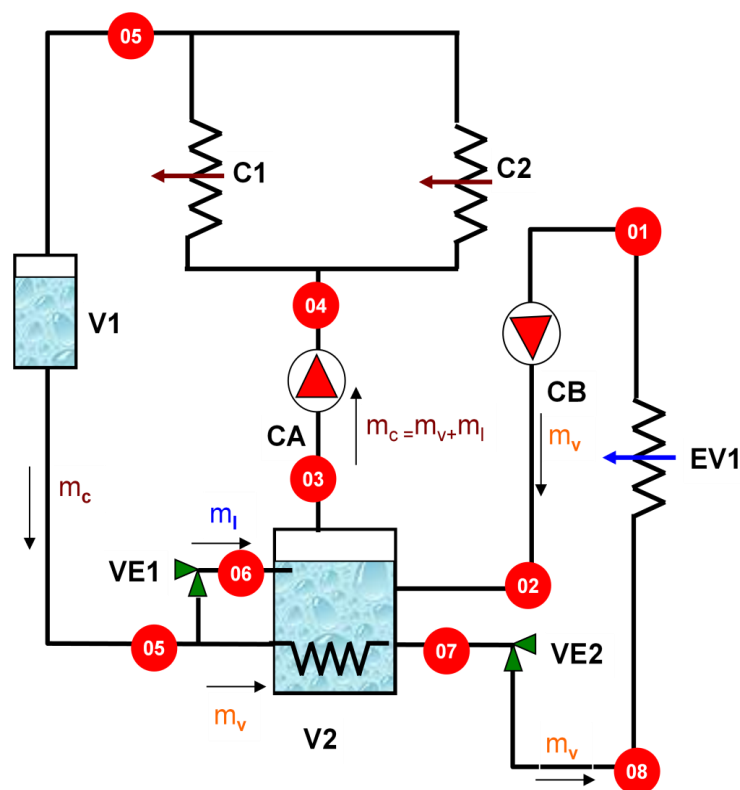


Figura 3 - Esquema do ciclo implementado na bomba de calor

Para além do sistema propriamente dito, existiam ainda acoplados dois acumuladores de cerca 380 litros cada para acumulação da energia térmica. Um destes acumuladores, designado por depósito para AQS apenas irá conter água quente, uma vez que as águas quentes sanitárias apenas se destinam a banhos e ao aquecimento do ambiente. Por outro lado, o segundo acumulador, designado por depósito para conforto térmico, poderá conter água ou um outro fluido térmico, acima ou abaixo da temperatura ambiente. Este segundo depósito tem o propósito de acumular um fluido para a realização do conforto térmico, sendo que nas estações frias, este irá ser aquecido de modo a fornecer fluido para radiadores, ventilo convectores ou piso radiante. Por outro lado, nas estações quentes, este depósito irá ser arrefecido de modo a que o seu fluido seja utilizado para proceder ao arrefecimento ambiente.

O sistema de controlo de todo o mecanismo possuía cinco programas automáticos. Estes consistiam em algumas variações das duas possibilidades do ciclo. Três dos programas constavam em dar ordens ao sistema para realizar o aquecimento dos tanques de água: a) aquecimento apenas do tanque para AQS, b) aquecimento apenas do tanque para conforto térmico, c) aquecimento de ambos os tanques. Os restantes programas consistiam no arrefecimento do tanque de conforto térmico, sendo que os dois programas diferem apenas no facto de que num dos programas o sistema fornece calor ao depósito de AQS e no outro não.

Para além dos programas resumidamente descritos, era possível proceder à activação do sistema ou de qualquer dos componentes de forma manual. Todo o sistema de controlo da bomba de calor já apresentava algum grau de desenvolvimento. Este sistema foi desenvolvido por uma empresa externa.

A bomba de calor possuía alguns problemas que foram identificados logo à partida, dos quais se pode destacar um problema mecânico num dos compressores. Outro problema residia no depósito intermédio. Este possuía um volume consideravelmente elevado, o que tinha como consequência a necessidade de uma grande quantidade de fluído frigorífico. Para além do facto apresentado, a serpentina que se encontrava no interior do mesmo não funcionava de modo correcto.

Depois de solucionados os problemas que já estavam identificados, aquando do início deste estágio, foram realizados vários testes ao sistema de modo a avaliar o funcionamento do mesmo.

Numa fase posterior foram ainda testados outros ciclos de modo a determinar qual o melhor ciclo a implementar na bomba de calor. Para tal, foi realizado um estudo de mercado, de modo a identificar as ofertas existentes pelos principais produtores deste tipo de equipamentos.

1.5. Breve estudo económico

Os sistemas tradicionais de aquecimento usam combustíveis fósseis dispendiosos. Uma bomba de calor funciona mais eficientemente e conserva mais energia do que um sistema de aquecimento tradicional baseado em combustíveis fósseis ou electricidade (Figura 4). Apenas é cobrada uma pequena quantidade de electricidade, mas é um investimento que compensa. A partir de 1 kW de electricidade é possível obter entre 3 a 5 kilowatts de calor.

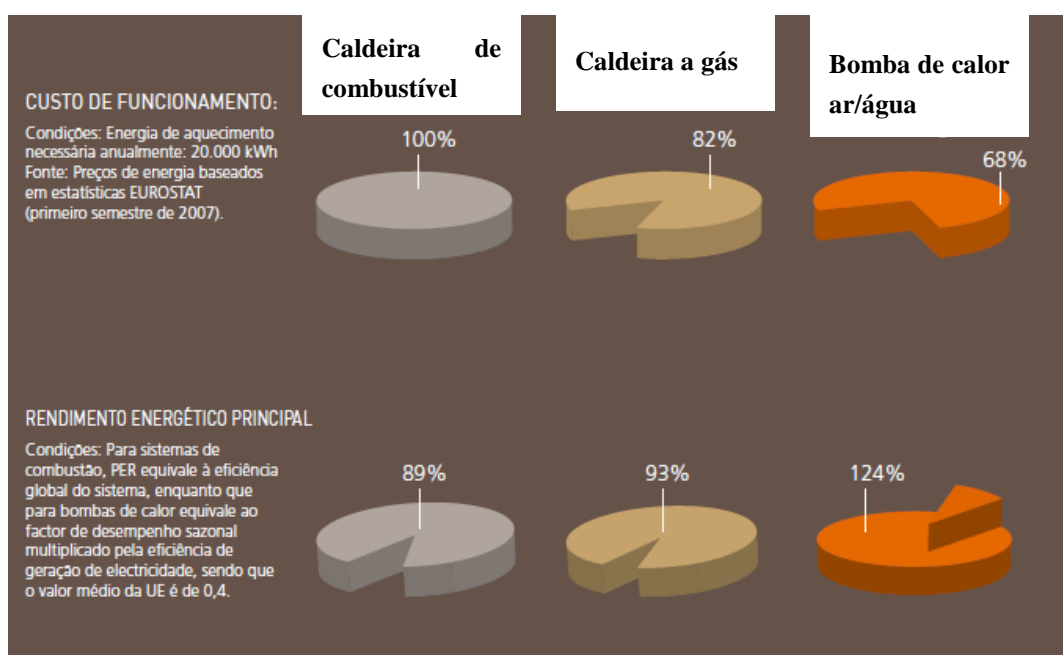


Figura 4 - Custos de operação e rendimento energético principal

Desenvolvimento de uma bomba de calor

Para um valor médio da eficiência da produção de electricidade na Europa de 0,4 e um COP de uma bomba de calor de 4, é possível obter uma eficiência da mesma em relação à energia primária de 160%.

Uma bomba de calor com possibilidade de realização de aquecimento e arrefecimento tem como principal vantagem a concentração num só equipamento de várias funções, tais como: aquecimento de AQS e conforto térmico. Deste modo, uma bomba de calor pode substituir os dois equipamentos normalmente utilizados para estas duas funções: a caldeira e o sistema de ar condicionado.

Apresenta-se de seguida uma tabela (Tabela 1) com alguns valores típicos dos sistemas utilizados em Portugal para aquecimento ambiente.

Tabela 1 - Alguns valores típicos de eficiência e custos de operação para sistemas de aquecimento

	Aquecedor eléctrico	Aquecedor a gás	Bomba de calor
Potência de entrada (kWh)	1	1	1
Eficiência do sistema (%)	95	90	350
Eficiência da energia primária (%)	30	90	30
Eficiência global (%)	28,5	81	105
Potência de saída (KWh) (calor)	0,95	0,9	3,5
Custo de energia primária (€/kWh)	0,13	0,09	0,13
Custo de operação (€ por kWh de calor)	0,137	0,100	0,037
Poupança (€ por kWh de calor)	-	0,037	0,1 (0,063)

A poupança da bomba de calor poderá ser superior se considerarmos que é possível obter um COP médio de calor ligeiramente superior ao apresentado. Outro factor que poderá incrementar o valor da poupança reside na eficiência da rede eléctrica nacional, tendo sido considerada para o presente caso uma eficiência de apenas 30 %.

Desenvolvimento de uma bomba de calor

2. Introdução teórica

Os sistemas baseados nos ciclos de compressão de vapor continuam a ser dos mais utilizados devido em grande parte à sua simplicidade e facilidade de construção. Neste tipo de sistemas, o fluído – refrigerante – sofre uma série de processos de modo a que a sua temperatura e pressão desçam o suficiente para que seja capaz de extrair calor de um fluído, cedendo mais tarde calor a um outro fluído a uma temperatura e pressão mais elevadas. Na versão mais simples deste tipo de sistemas o aumento de pressão é conseguido através de um compressor e a sua diminuição através de uma válvula de laminagem ou turbina (Figura 5).

A fonte quente e a fonte fria devem ser capazes de fornecer e de receber calor, respectivamente, sem variações de temperatura. Na natureza, podemos encontrar algumas boas aproximações a fontes de calor, como por exemplo, rios, oceanos e atmosfera. Como fontes de calor, em geral, temos a combustão de combustíveis numa reacção contínua e exotérmica.

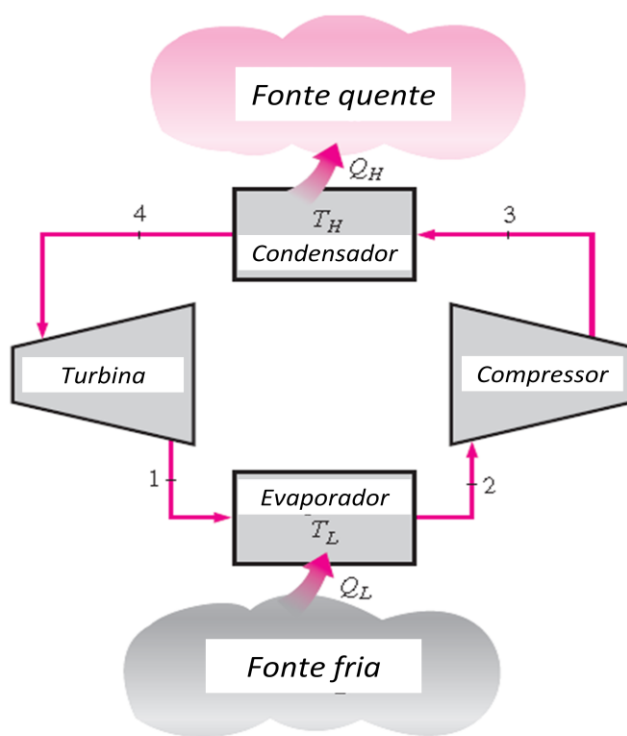


Figura 5 - Ciclo de Carnot

2.1. O ciclo de Carnot

Sabe-se da termodinâmica que o ciclo mais eficiente a operar entre duas dadas temperaturas é o de Carnot (Figura 6). Este ciclo é constituído pelos seguintes processos:

- 1-2: Compressão adiabática reversível (W_C)
- 2-3: Troca de calor isotérmica (Q_A)
- 3-4: Expansão adiabática reversível (W_T)
- 4-1: Troca de calor isotérmica (Q_B)

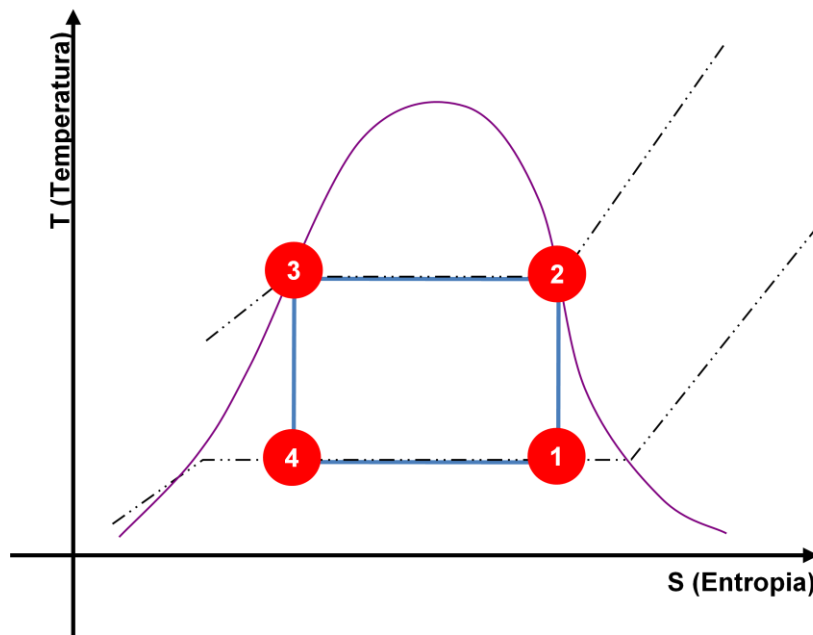


Figura 6 - Gráfico T-s relativo ao ciclo de Carnot

Quando a finalidade do ciclo de Carnot é retirar calor a um espaço ou fluído que se pretenda refrigerar - efeito frigorífico (processo 4-1) – sendo os restantes processos em jogo os necessários para que a energia a baixa temperatura seja cedida a uma fonte a temperatura mais alta, este ciclo é designado de ciclo frigorífico. Quando a finalidade do ciclo é de ceder calor a um espaço ou fluído que se pretenda aumentar a temperatura (processo 2-3), o sistema é designado por bomba de calor.

Sendo o ciclo de Carnot o de maior coeficiente de comportamento térmico entre duas dadas temperaturas, seria vantajoso que, do ponto de vista prático, ele pudesse ser implementado. Porém, na materialização deste ciclo levantam-se algumas questões que impedem que tal seja possível.

As trocas de calor isotérmicas são de difícil implementação, e como tal, são substituídas por isobáricas. Este problema pode ser minimizado, utilizando um fluído de trabalho condensável no lugar de um gás.

Desenvolvimento de uma bomba de calor

Um outro problema da impossibilidade de execução do ciclo de Carnot reside no facto de na expansão na turbina o fluido apresentar duas fases e deste modo representar sérias dificuldades nomeadamente a nível de lubrificação e de resistência dos materiais. Para além destes factos, o trabalho de expansão obtido na turbina é reduzido quando comparado com o necessário para o accionamento do compressor, não compensando em termos económicos o custo da turbina. Assim, a solução mais utilizada para provocar a queda de pressão entre o condensador e o evaporador consiste na substituição da turbina por uma válvula de laminagem. Esta, na sua versão mais simplificada, não passa de um orifício de pequenas dimensões que provoca uma perda de carga entre o circuito a montante e o circuito a jusante.

O mesmo problema se põe na compressão húmida do fluido de trabalho. As gotas de fluido podem danificar quer as válvulas quer a cabeça do cilindro no caso do compressor alternativo. Deste modo é necessário garantir a presença de vapor à entrada do mesmo.

Quanto ao processo de evaporação, é praticamente impossível que este termine no ponto 1. Tal facto implicaria um sistema de controlo demasiado elaborado e dispendioso. De igual modo, é difícil garantir que se obtém líquido saturado à saída do condensador.

Por fim, para que seja possível transferir calor do espaço a refrigerar para o fluido frigorífico ou deste para o fluido arrefecedor no condensador é necessário que aquela transferência de calor se dê com uma diferença finita de temperaturas, deixando aqueles processos de ser reversíveis.

Deste modo, o ciclo de Carnot com as devidas alterações de modo a evitar os problemas referidos anteriormente toma a forma seguinte (Figura 7).

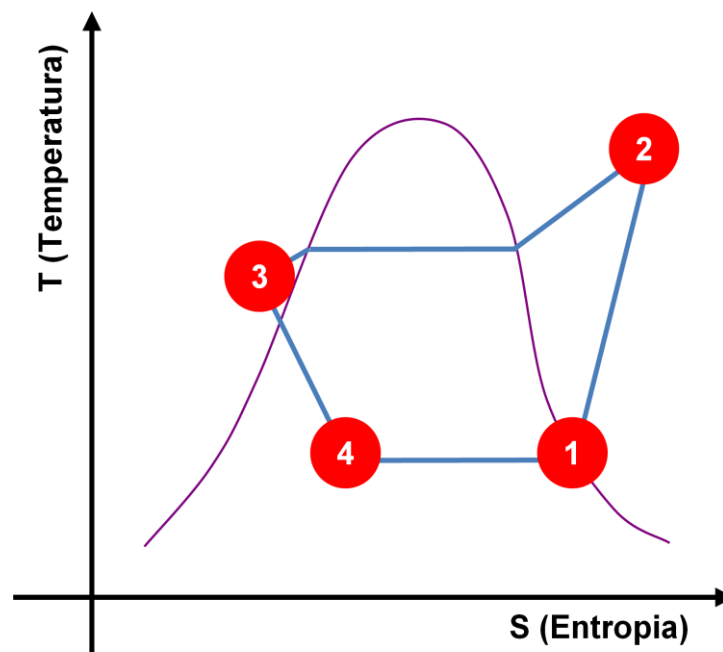


Figura 7 - Ciclo de compressão de vapor

2.2. Análise do ciclo de compressão de vapor teórico

Aplicando a 1ª lei da termodinâmica aos diversos componentes constituintes do ciclo representado na figura 5 (considerando desprezáveis as variações de energia cinética e potencial), obtém-se:

- No evaporador:

$$q_b = h_1 - h_4$$

- No compressor:

$$w_c = (h_2 - h_1)_s + q_c$$

O índice “s” designa a entropia constante. Na maior parte das vezes, o calor trocado entre o vapor e o compressor é pequeno - q_c - quando comparado com a variação de entalpia sendo então usual desprezar o seu valor.

- No condensador:

$$q_a = h_3 - h_2$$

- No sistema de laminagem:

$$h_4 = h_3$$

Pode então escrever-se as seguintes equações que descrevem as trocas caloríficas do sistema assim como a sua performance:

- Potência frigorífica:

$$\dot{Q}_b = \dot{m} * (h_1 - h_4)$$

- Potência calorífica:

$$\dot{Q}_a = \dot{m} * (h_3 - h_2)$$

Como $\dot{m} = \dot{V}_1 * v_1^{-1}$, pode reescrever-se as equações da potência frigorífica e calorífica como:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_b &= (h_1 - h_4) * \dot{V}_1 * v_1^{-1} \\ \dot{Q}_a &= (h_3 - h_2) * \dot{V}_1 * v_1^{-1}\end{aligned}$$

Vê-se assim que na determinação das potências frigorífica e calorífica são de se considerar dois factores:

- O caudal volúmico admitido no compressor e que depende essencialmente das suas dimensões e velocidade.
- $(h_1 - h_4)/v_1$ e $(h_3 - h_2)/v_1$ que dependem unicamente do fluído frigorífico utilizado na instalação bem como das condições de trabalho.

Desenvolvimento de uma bomba de calor

- Potência de compressão:

$$\dot{W} = \dot{m} * (h_2 - h_1)_s = \dot{V}_1 * (h_2 - h_1)_s * v_1^{-1}$$

- COP_{BC} (Coefficient of Performance):

$$COP = (h_2 - h_3)/(h_2 - h_1)$$

2.3. Ciclo de compressão de vapor com permutador de calor interno

Nos ciclos de compressão de vapor reais o fluido à entrada do compressor encontra-se na maior parte dos casos no estado de vapor sobreaquecido e não de vapor saturado. De forma semelhante, à saída do condensador, o fluido não se encontra no estado de líquido saturado mas sim no de líquido comprimido. Pode deste modo definir-se graus de sobreaquecimento e de subarrefecimento como:

- Graus de sobreaquecimento: $T_1' - T_1$
- Graus de subarrefecimento: $T_3 - T_3'$

Muitas das vezes o subarrefecimento e sobreaquecimento são conseguidos com a ajuda de um permutador de calor interno como mostrado na figura seguinte (Figura 8).

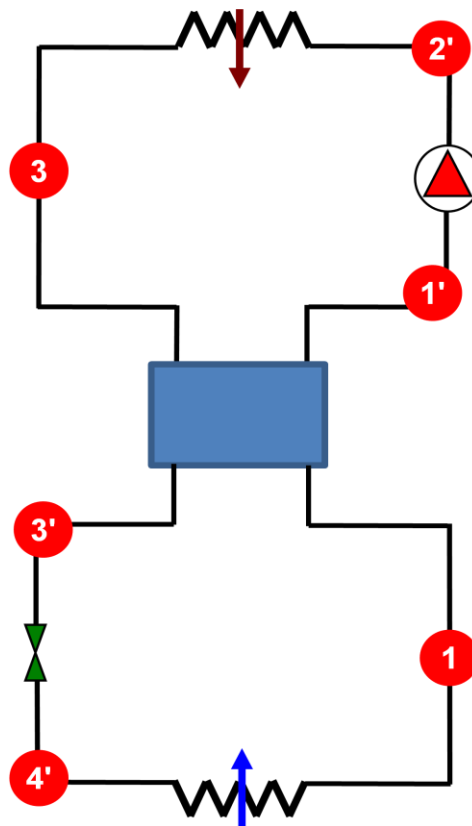


Figura 8 - Ciclo com permutador de calor interno

Desenvolvimento de uma bomba de calor

As vantagens da colocação de um permutador de calor interno (Figura 9) são:

- Aumento do efeito frigorífico (4-4')
- Aumento da quantidade de calor fornecida á fonte quente (2-2')
- Garantia de existência somente de fase líquida à entrada do sistema de expansão (3-3')
- Minimização de golpes de líquido no compressor (1-1')

As desvantagens são:

- Aumento do volume específico à entrada do compressor com a diminuição consequente do caudal mássico (1-1')
- Aumento da temperatura à saída do compressor (2-2')
- Aumento das perdas de carga do sistema

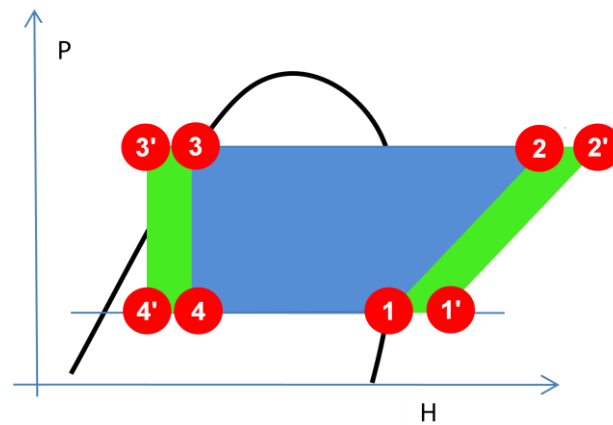


Figura 9 - Gráfico do ciclo com permutador de calor interno

Para que exista benefício neste sistema tem que se verificar:

$$(h_{3'} - h_{2'}) / (h_{2'} - h_{1'}) - (h_3 - h_2) / (h_2 - h_1) > 1$$

3. Sistemas inovadores por compressão de vapor

O ciclo por compressão de vapor simples é o ciclo de refrigeração mais utilizado nas bombas de calor, sendo adequado para a maioria das aplicações. Os sistemas comuns por compressão de vapor são simples, baratos, confiáveis e praticamente não exigem manutenção (quando foi a última vez que o seu frigorífico avariou?). Entretanto, em grandes aplicações industriais a eficiência (COP) é a principal preocupação. Da mesma forma, em algumas aplicações o ciclo de compressão de vapor simples não é o método adequado e precisa de ser melhorado. Apresentam-se de seguida alguns desses sistemas.

3.1. Sistema em cascata

Algumas aplicações industriais exigem temperaturas moderadamente baixas e o intervalo de temperaturas que elas envolvem pode ser grande demais para que um único ciclo de compressão de vapor seja prático. Um grande intervalo de temperaturas significa um grande intervalo de pressão no ciclo e um desempenho fraco de um compressor alternativo. Uma forma de lidar com estas situações é executar o processo em estágios, ou seja, ter dois ou mais ciclos que operam em série. Tais ciclos são chamados de ciclos de compressão em cascata.

Um ciclo de compressão de vapor em cascata é mostrado na figura 7. Os dois ciclos estão ligados por meio de um permutador de calor que serve como evaporador para o ciclo superior e como condensador para o ciclo inferior (Figura 10).

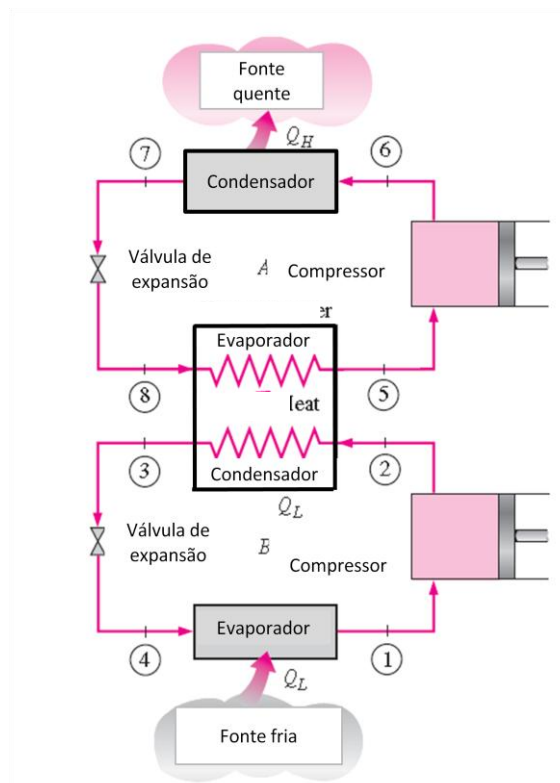


Figura 10 - Sistema de compressão de vapor em cascata

Nos sistemas em cascata não é necessário que ambos os refrigerantes sejam iguais uma vez que não existe mistura de fluidos no permutador de calor. Deste modo, é possível utilizar fluidos refrigerantes com características mais adequadas a cada ciclo.

O diagrama T-s (Figura 11) deixa bem claro que o trabalho de compressão diminui e que a quantidade de calor absorvida do espaço a refrigerar aumenta como resultado do sistema em cascata. Deste modo, este tipo de sistemas possui um COP mais elevado que um ciclo de compressão de vapor simples. Alguns sistemas de compressão de vapor utilizam mais do que dois estágios quando o diferencial de temperaturas é demasiado elevado, como é o caso da criogenia.

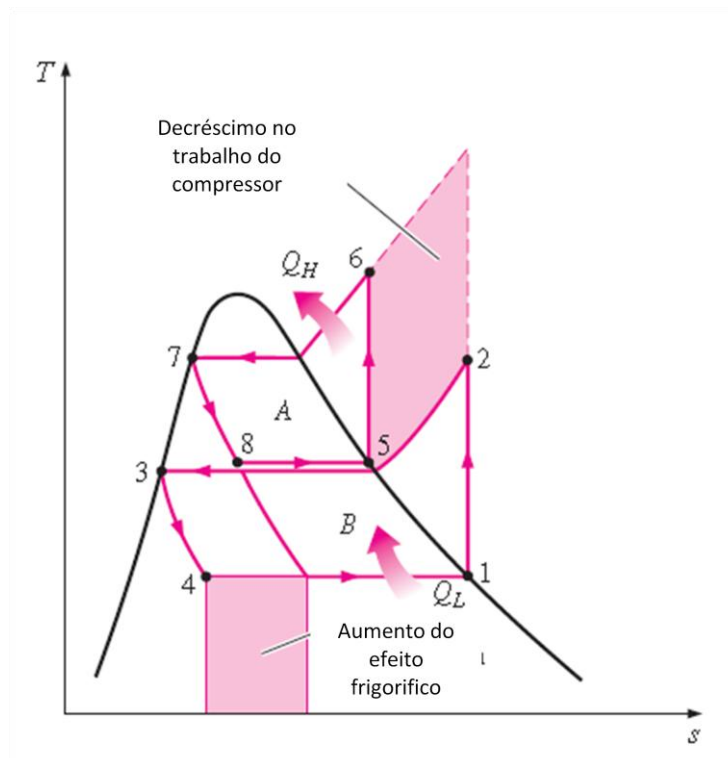


Figura 11 - Gráfico T-s de um ciclo em cascata

3.2. Sistema em andares

À medida que a diferença de temperaturas entre o evaporador e o condensador de um sistema baseado num ciclo de compressão de vapor aumenta, assiste-se a:

- Uma diminuição do rendimento volumétrico do compressor devido à reexpansão do vapor encerrado no espaço morto;
- Um aumento da temperatura do fluido frigorífico à saída do compressor, o que pode levantar problemas atendendo à estabilidade química do fluido e do óleo de lubrificação
- Uma redução do COP

Desenvolvimento de uma bomba de calor

Estes factores conjugados levam a que se aquele diferencial de temperaturas for muito elevado, seja preferível realizar a compressão em andares, com arrefecimento do vapor entre eles que, como se verá, terá como consequência uma diminuição do trabalho de compressão (Figura 12). Simultaneamente, se a expansão se realizar também por andares, assiste-se a um incremento da capacidade frigorífica e do COP da instalação.

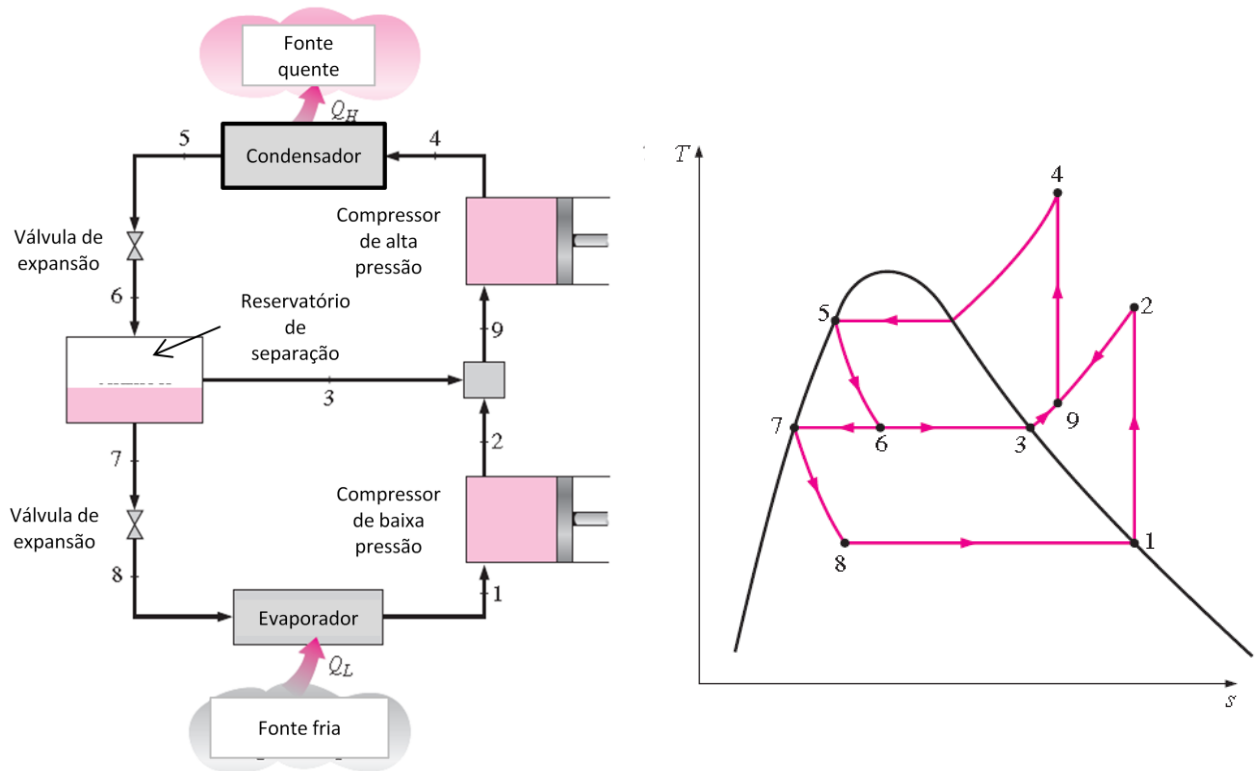


Figura 12 - Sistema de compressão de vapor por andares e respectivo gráfico T-s

Desenvolvimento de uma bomba de calor

4. Ciclo real

Um ciclo real de compressão de vapor difere do ciclo ideal de várias maneiras, principalmente devido às irreversibilidades que ocorrem nos diversos componentes. Duas fontes comuns de irreversibilidades são o atrito do fluido (que causa quedas de pressão) e a transferência de calor de ou para a vizinhança que ocorre entre os diferentes componentes do sistema. O diagrama T-s de um ciclo real de refrigeração por compressão de vapor é mostrado na Figura 13.

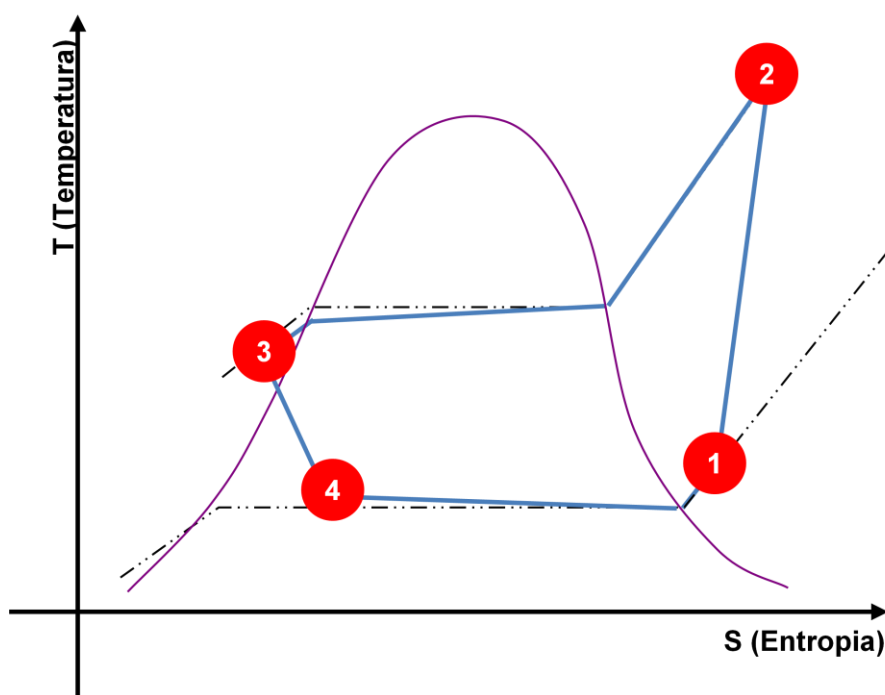


Figura 13 - Gráfico do ciclo real de compressão de vapor

No ciclo ideal, o refrigerante sai do evaporador e entra no compressor como vapor saturado (figura 6). Na prática, porém, pode não ser possível controlar o estado do refrigerante de modo tão preciso. Em vez disso, é mais fácil criar o sistema para que o refrigerante fique ligeiramente sobreaquecido na entrada do compressor. Essa pequena segurança de projecto garante que o refrigerante esteja totalmente vaporizado quando entrar no compressor. Da mesma forma, a linha que conecta o evaporador ao compressor em geral é muito longa. Assim, a queda de pressão causada pelo atrito do fluido e pela transferência de calor na vizinhança para o refrigerante pode ser significativa. O resultado do sobreaquecimento (o ganho de calor na linha de conexão) e das quedas de pressão no evaporador e na linha de conexão é um aumento no volume específico e, portanto, um aumento nos requisitos de entrada de potência para o compressor, uma vez que o trabalho com o escoamento em regime permanente é proporcional ao volume específico.

Desenvolvimento de uma bomba de calor

O processo de compressão no ciclo ideal é internamente reversível e adiabático e, portanto isentrópico. Entretanto, o processo real de compressão envolve efeitos de atrito, o que aumenta a entropia e a transferência de calor, que tem como consequência um aumento do trabalho de compressão.

No caso ideal, assume-se que o refrigerante sai do condensador como líquido saturado à pressão de saída do compressor. Na realidade, porém, uma certa queda de pressão é inevitável no condensador, bem como nas linhas que conectam o condensador ao compressor e à válvula de expansão. Não é fácil executar o processo de condensação com a precisão que permita que o refrigerante esteja no estado de líquido saturado no final, e não é desejável direccionar o refrigerante para a válvula de expansão antes que este seja completamente condensado. Portanto, o refrigerante é subarrefecido de alguma forma antes de entrar na válvula de expansão. No entanto, não nos importamos com isso, uma vez que nesse caso o refrigerante entra no evaporador com entalpia mais baixa e, portanto, pode absorver mais calor do espaço a refrigerar. A válvula de expansão e o evaporador em geral localizam-se muito próximos entre si e a queda de pressão na linha de conexão é pequena.

5. Componentes principais do ciclo de compressão de vapor

5.1. Fluido frigorífico

Nos capítulos anteriores apenas se analisou o desempenho dos ciclos frigoríficos sem ter a preocupação de se especificar qual o fluido utilizado. Sabe-se no entanto que o desempenho dos sistemas de compressão de vapor é fortemente influenciado pelas características do refrigerante aplicado no mesmo. A adequação deste para uma determinada instalação é determinada pelas suas propriedades físicas, termodinâmicas, químicas e por uma série de outros factores que a seguir se passam a explicar um pouco mais detalhadamente.

Tendo em vista uma uniformização da nomenclatura utilizada, foram elaboradas normas específicas para a denominação dos fluidos frigoríficos. De um modo geral designam-se pela letra R, de refrigerante, seguido de um número relacionado com a sua composição química.

Os fluidos frigoríficos podem subdividir-se em dois grandes grupos: os sintéticos e os naturais. Os sintéticos provêm da sintetização do metano (CH_4) ou do etano (C_2H_6) em que um ou mais átomos de hidrogénio são substituídos por átomos de cloro, flúor e/ou bromo. Independentemente de provirem do metano ou do etano, é usual agrupar os refrigerantes sintéticos em três grandes grupos:

- CFC's – clorofluorcarbonetos
- HCFC's – hidroclorofluorcarbonetos
- HFC's – hidrofluorcarbonetos

Os refrigerantes mais tradicionais, os CFC's e os HCFC's foram descobertos em 1928 e, desde então, praticamente que eliminaram os refrigerantes anteriormente utilizados em sistemas frigoríficos.

Os refrigerantes naturais são vários, destacando-se o amoníaco (NH_3), o dióxido de carbono (CO_2), a água, o ar e os hidrocarbonetos (butano e propano)

Muitos são os factores que devem ser tidos em conta na selecção de um fluido frigorífico. Estes podem ser agrupados em três categorias:

- Termodinâmicos: pressão de evaporação e de condensação; temperatura de congelação; calor latente de vaporização; volume por tonelada de refrigeração.
- Químicos: inflamabilidade; toxicidade; estabilidade relativamente aos materiais componentes.
- Físicos: detecção; viscosidade; condutibilidade térmica; miscibilidade com o óleo;

Dos factores apresentados, podemos eleger alguns como determinantes na escolha do fluido frigorífico. A pressão de evaporação convém que seja superior á atmosférica, mesmo para baixas temperaturas, salvaguardando-se assim que, caso surjam fugas, não haja infiltração de ar exterior para o sistema que lhe são sempre prejudiciais.

A pressão de condensação, por sua vez, convém que não seja demasiado elevada por forma a que os componentes da instalação constituintes do circuito de alta pressão não sejam excessivamente “pesados”, aumentando também o seu custo.

Outro factor determinante na escolha do fluído frigorífico reside no calor latente de vaporização. É de especial interesse que este valor seja o mais elevado possível já que tal permite que se tenha um grande efeito frigorífico e um grande calor de condensação por unidade de massa.

Todas as outras propriedades possuem a sua importância, mas não iremos abordar aqui, de um modo mais extenso. Tais características podem ser encontradas na bibliografia.

Relativamente aos novos fluidos, tem havido ultimamente preocupações crescentes acerca da problemática da destruição da camada do ozono existente na atmosfera, devido à acção dos fluidos frigoríficos, sendo de se salientar dentro destes os que contêm cloro na sua estrutura molecular.

5.2. Compressores

Os compressores das instalações frigoríficas podem ser agrupados em dois grandes grupos: os volumétricos ou de deslocamento positivo e os roto-dinâmicos ou de deslocamento cinético. Nos compressores do primeiro tipo a compressão é levada a cabo num espaço fechado existindo uma separação física entre o fluído a baixa pressão (à entrada do compressor) e o fluído a alta pressão (à saída do compressor) enquanto nos do segundo tipo tal separação é inexistente, sendo a compressão obtida pela transformação de energia cinética em energia de pressão. Por sua vez os compressores volumétricos podem subdividir-se em três categorias:

1. Compressores alternativos, que podem ser classificados de várias modos:
 - Quanto á forma:
 - ⇒ Horizontal
 - ⇒ Vertical
 - ⇒ Em V ou W
 - Quanto ao tipo de construção:
 - ⇒ Aberto
 - ⇒ Semi-hermético
 - ⇒ Hermético
 - Quanto ao número de efeitos:
 - ⇒ Simples efeito
 - ⇒ Duplo efeito
 - Quanto ao número de compressões:
 - ⇒ Compressão num andar
 - ⇒ Compressão em dois andares
2. Compressores rotativos, que podem dividir-se me dois tipos:
 - Mono parafuso
 - Duplo parafuso
3. Compressores helicoidais

Quanto aos compressores dinâmicos, estes podem subdividir-se em:

1. Centrífugos
2. Axiais

A classificação dos compressores alternativos em abertos, semi-herméticos e herméticos não tem a ver com o tipo de compressor mas sim com o modo como o compressor está ligado ao motor de accionamento. Assim, os compressores abertos estão completamente separados do motor eléctrico de accionamento, a ligação entre eles é feita, por exemplo, através de correias. Neste tipo de compressores pode haver lugar a fugas de óleo de lubrificação e refrigerante através dos vedantes da cambota. Nos compressores semi-herméticos, o rotor do motor eléctrico está montado na própria cambota do compressor estando ambos alojados numa única estrutura. Evita-se deste modo a utilização de vedantes e, consequentemente, as fugas quer de óleo de lubrificação quer de fluído refrigerante são mínimas ou nulas. Nos compressores herméticos, o rotor do motor eléctrico é a própria cambota do compressor, tal como acontecia nos compressores semi-herméticos, estando porém o conjunto suspenso horizontal ou verticalmente dentro de uma estrutura hermética onde afloram as ligações para as condutas de admissão, descarga e carga do sistema.

Quer os compressores axiais quer os helicoidais são utilizados em aplicações muito específicas pelo que não serão aqui analisados.

Os compressores raramente operam à carga máxima. Por outro lado é necessário poder controlar-se a capacidade do compressor de forma a adequá-la à carga frigorífica que é de um modo geral variável. Por exemplo, se se tiver um compressor a operar à carga máxima e se a carga consequentemente diminuir, vai provocar uma menor pressão de admissão e consequentemente um maior volume específico que resulta num aumento da potência por tonelada de refrigeração. Assim, foram desenvolvidas várias técnicas de forma a controlar a capacidade do compressor, nomeadamente:

- Tudo ou nada
- Variando a velocidade do compressor
- Por degrau
- Mantendo as válvulas de admissão abertas em alguns cilindros
- Expansão do vapor na conduta de admissão
- Retorno do vapor quente à aspiração do compressor
- Fechando a admissão em alguns cilindros
- Variando o volume do espaço morto
- Colocando janelas de serviço parcial nos cilindros.

Porém, seja qual for a técnica utilizada, entenda-se que quando se refere à regulação de capacidade dos compressores, está-se a referir a uma diminuição da sua capacidade. Os sistemas devem ser concebidos para remover a carga máxima de projecto.

Compressores de parafuso

Os compressores de parafuso funcionam a velocidades compreendidas entre as 3000 e as 30000 rpm. Não empregam válvulas de admissão nem de descarga e a compressão do

refrigerante evaporado obtém-se no espaço resultante entre os fusos helicoidais de diâmetro exterior semelhante, que se encontram montados dentro de um cárter de alta resistência.

A variação da capacidade deste tipo de compressores é obtida por meio da abertura gradual da janela de aspiração do compressor, com o que se consegue variações da ordem de 10 a 100% da capacidade total do compressor.

5.3. Sistemas de expansão

Um sistema de expansão não é mais do que um orifício ou qualquer outro tipo de restrição que desempenha duas funções:

- ⇒ Redução da pressão entre o circuito primário de alta pressão e o de baixa pressão para que a mudança de fase do refrigerante no evaporador se processe a baixa temperatura
- ⇒ Regulação do caudal de refrigerante no evaporador de modo a que seja o necessário e suficiente para vencer a carga térmica aí existente

Uma outra função que algumas válvulas são por vezes chamadas a desempenhar é a de controlar o estado do vapor à saída do evaporador de modo a que possa ser eficientemente comprimido no compressor.

5.3.1. Válvula de expansão manual

Este tipo de válvulas de expansão é o mais antigo. A sua utilização requer a atenção contínua do operador da instalação de forma a ajustar o caudal à carga necessária e garantir que o vapor à saída do evaporador esteja ligeiramente sobreaquecido. Se o grau de sobreaquecimento for elevado a válvula deverá ser mais aberta de modo a aumentar o caudal que passa no evaporador, e se aquele for pequeno ou inexistente esta deverá ser mais fechada de modo a que o fluido permaneça mais tempo no evaporador. Este controle é normalmente feito com a ajuda de um manómetro e termómetro instalado à saída do evaporador.

Estas válvulas eram utilizadas em instalações antigas, mas ainda hoje equipam algumas delas como válvula principal. Porém, a sua relativa utilidade está confinada ao papel de válvula secundária para que a instalação não pare em caso de manutenção da válvula de expansão principal.

5.3.2. Tubo capilar

Este sistema de expansão é constituído por um tubo com comprimento compreendido entre 1 a 6 m em média e com um diâmetro interior variando entre os 0,5 e os 2 mm.

Como consequência da simplicidade de concepção e do seu baixo custo, tem vindo a generalizar-se cada vez mais o emprego do tubo capilar como dispositivo regulador do

refrigerante nos sistemas de refrigeração especialmente nos de pequena dimensão (até 10 kW) e particularmente em combinação com compressores do tipo hermético.

Num tubo capilar (Figura 14), a queda de pressão entre o circuito de alta e o de baixa é conseguido através das perdas de carga associadas ao escoamento do fluido frigorífico ao longo do tubo bem como à sua aceleração.

Vantagens dos tubos capilares:

- Simples
- Sem partes móveis
- Baratos
- Permite estabelecer um equilíbrio rápido entre as pressões durante o período de paragem.

Como desvantagens deste tipo de sistema temos que:

- Não são ajustáveis a diferentes condições de funcionamento
- Necessidade de colocação de um filtro eficaz de modo a que as impurezas não venham a interromper a circulação de fluido.



Figura 14 - Tubo capilar

5.3.3. Válvula de expansão termostática

Este tipo de válvulas controla o grau de sobreaquecimento do vapor à saída do evaporador para que toda a sua superfície seja utilizada para a evaporação, conseguindo-se deste modo uma alta eficiência deste equipamento independentemente de flutuações mais ou menos intensas que possam ocorrer na carga térmica.

As válvulas de expansão termostática (Figura 15) podem ser utilizadas em instalações com vários evaporadores (do tipo seco) ligados a uma linha de admissão comum a uma ou várias unidades condensadoras.



Figura 15 - Válvula de expansão termostática

5.3.3.1. Funcionamento

O refrigerante proveniente do condensador ou de um depósito de líquido é encaminhado para a entrada da válvula sendo obrigado a passar por um orifício de reduzidas dimensões. O orifício possui uma agulha que, consoante a sua posição, irá determinar o caudal de fluído que sai da válvula de expansão. A variação da posição da agulha é conseguida com auxílio de um bolbo que sente a temperatura à saída do evaporador, e consoante o seu grau de sobreaquecimento, abre ou fecha a agulha.

Deve ser dada especial atenção à colocação do bolbo da válvula uma vez que este pode condicionar o bom ou mau funcionamento da instalação. Assim, este deverá ser colocado preferencialmente sobre um troço recto horizontal do tubo de aspiração do compressor e nunca numa curva, já que, nesta situação, devido ao reduzido contacto entre a tubagem e o bolbo, a transferência de calor processa-se de modo deficiente, alterando o funcionamento da válvula de expansão (Figura 16).

Porém, se o bolbo tiver necessariamente de ser colocado na posição vertical, devido por exemplo à falta de espaço na tubagem horizontal, deverá ser adoptada uma posição tal que o fluído frigorífico tenha um escoamento descendente e não ascendente. Neste caso, algum óleo e refrigerante que tivessem ficado depositados no troço horizontal do tubo de saída do evaporador seriam arrastados descontinuamente para cima provocando fortes golpes intermitentes que provocariam oscilações na regulação da válvula.



Figura 16 - Fotografia do correcto posicionamento do bolbo

5.3.4. Válvula automática

Este tipo de válvulas regulam a injeção de fluido para o evaporador de forma a manter a pressão de evaporação constante. Estas válvulas podem ser utilizadas em instalações com evaporadores do tipo seco sendo usadas principalmente em frigoríficos domésticos e pequenos refrigeradores comerciais até capacidades de 30 kW. De se frisar que estas válvulas não controlam o estado do refrigerante à saída do evaporador não sendo então adequadas em situações que se saiba previamente que haja uma grande variação da carga térmica. Deve então ser utilizado um controle colocado na tubagem do evaporador de forma a parar o compressor sempre que a temperatura do vapor chegar próximo da temperatura de saturação correspondente à pressão reinante no evaporador.

5.3.4.1. Funcionamento

O funcionamento deste tipo de válvulas possui algumas semelhanças com as válvulas termostáticas. O refrigerante proveniente do depósito de líquido dá entrada na válvula, passando de seguida por um orifício e por uma agulha após o que segue para o evaporador. A posição da agulha vai determinar o caudal de fluido frigorífico que entra no evaporador.

Estando o compressor em repouso, a válvula encontra-se fechada, ou seja, a agulha estará pressionada contra a sua sede.

Estando o compressor em funcionamento, a pressão de evaporação diminui, o que tem como consequência a abertura da válvula e a passagem de fluido frigorífico para o evaporador. Porém, à medida que se processa esta passagem, a razão do decréscimo da pressão de evaporação diminui implicando que o movimento descendente da agulha vá abrandando até que se atinja o equilíbrio.

Este tipo de válvulas é particularmente interessante em situações em que variações da temperatura de evaporação possam ser nefastas para os produtos que estejam a ser refrigerados, por exemplo, produtos alimentares.

5.3.5. Válvula de flutuador

Para um melhor desempenho dos evaporadores do tipo inundado e do tipo de carcaça e tubos, é conveniente que se mantenha neles um nível de líquido proximamente constante. Tal pode ser conseguido fazendo-se recurso a válvulas flutuadoras. Por sua vez, estas podem ser de dois tipos: válvulas flutuadoras no lado de baixa pressão e válvulas flutuadoras no lado de alta pressão.

5.4. Condensadores/Evaporadores

Neste subcapítulo abordam-se os equipamentos de transferência de calor dos sistemas frigoríficos e bombas de calor de compressão de vapor – condensadores e evaporadores. Estes são abordados na mesma secção já que ambos possuem características em comum que são inerentes aos permutadores de calor. Neste capítulo far-se-á apenas uma pequena referência aos diferentes tipos de evaporadores e condensadores existentes.

5.4.1. Classificação

5.4.1.1. Condensadores

Designa-se muitas vezes por unidades condensadoras ao conjunto formado pelo compressor, condensador e demais acessórios respeitantes a estes equipamentos, nomeadamente depósito de líquido e separador de óleo. Os condensadores são usualmente classificados de acordo com o fluído disponível para o seu arrefecimento, em geral ar e água. Assim, têm-se condensadores a ar, água, evaporativos e mistos.

- Condensadores a ar – Neste tipo de condensadores o fluído frigorífico condensa dentro dos tubos circulando o ar no seu lado exterior. Como o coeficiente de transferência de calor do lado do ar é muito pequeno, os tubos são geralmente alhetados. Neste tipo de condensadores, a circulação do ar pode ser por convecção natural ou por circulação forçada, recorrendo-se ao uso de um ventilador (Figura 17).

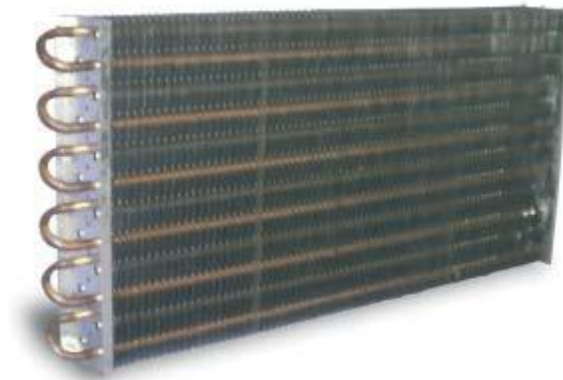


Figura 17 - Condensador a ar

Desenvolvimento de uma bomba de calor

- Condensadores a água – Neste tipo de condensadores, o fluído que circula no exterior dos tubos é a água. Estes condensadores podem ser designados por tubo duplo em contra-corrente, imersão, multitubular (carcaça e tubos) (Figura 18).



Figura 18 - Condensador a água de imersão

- Condensadores evaporativos – Neste tipo de condensador a tubagem por onde escoia o fluído frigorífico é humidificada por meio de uns orifícios pulverizados de água, ao mesmo tempo que sobre a mesma se dirige o fluxo de ar de um ventilador com a finalidade de activar a evaporação da água, iniciada no processo de condensação do refrigerante (Figura 19).



Figura 19 - Condensador do tipo evaporativo

- Condensadores mistos – A condensação mista obtém-se empregando um condensador a ar e outro a água. Neste tipo de condensação o refrigerante dirige-se primeiro ao condensador a ar e deste ao de água.

5.4.1.2. Evaporadores

Contrariamente aos condensadores, os evaporadores apresentam uma panóplia de soluções construtivas muitas das vezes específicas para um dado fim. Deste modo uma classificação completa dos evaporadores pode ser bastante extensa, tendo-se optado neste

capítulo por referir apenas os evaporadores secos, evaporadores de carcaça e tubos e evaporadores inundados.

- Evaporadores secos – Neste tipo de evaporadores o refrigerante proveniente do sistema de laminagem é directamente nele admitido, sendo totalmente evaporado ao longo do seu comprimento. Estes evaporadores são constituídos por um tubo no qual se dá a forma mais conveniente para a respectiva colocação no compartimento ou recipiente que se deseja arrefecer.
- Evaporadores de carcaça e tubos – Estes evaporadores são empregues usualmente para o arrefecimento de líquidos por expansão directa do refrigerante. Estes têm a sua aplicação mais directa em instalações de ar condicionado ou em fábricas de bebidas gaseificadas com anidrido carbónico. Compõem-se por um feixe de tubos colocados no interior de um cilindro e podem ser de dois tipos: com o refrigerante no cilindro circulando o fluído a arrefecer pelo interior dos tubos, ou vice-versa (Figura 20).
- Evaporadores inundados ou de recirculação de líquido – Neste tipo de evaporadores, circula-se mais refrigerante do que aquele que é possível evaporar. O refrigerante proveniente do sistema de expansão é separado nas suas fases constituintes num depósito apropriado. Enquanto o vapor segue para o compressor, o líquido é encaminhado para o evaporador, obtendo-se à sua saída vapor húmido que é separado novamente nas suas duas fases no mesmo depósito. Este possui uma válvula de nível que permite que passe uma quantidade de refrigerante igual à que foi evaporada.



Figura 20 - Evaporador/ condensador de carcaça e tubos

Existe uma oferta, por parte dos construtores de evaporadores e condensadores, muito grande. Podemos encontrar equipamentos desde apenas alguns watts de capacidade até várias dezenas de kilowatts.

6. Apresentação do sistema inicial

6.1 Ciclo termodinâmico

A solução inicial consiste numa bomba de calor que funciona com um ciclo de compressão de vapor em que o fluído de trabalho é o R404A. O ciclo implementado é um ciclo típico com dois compressores como o que se apresenta na Figura 21.

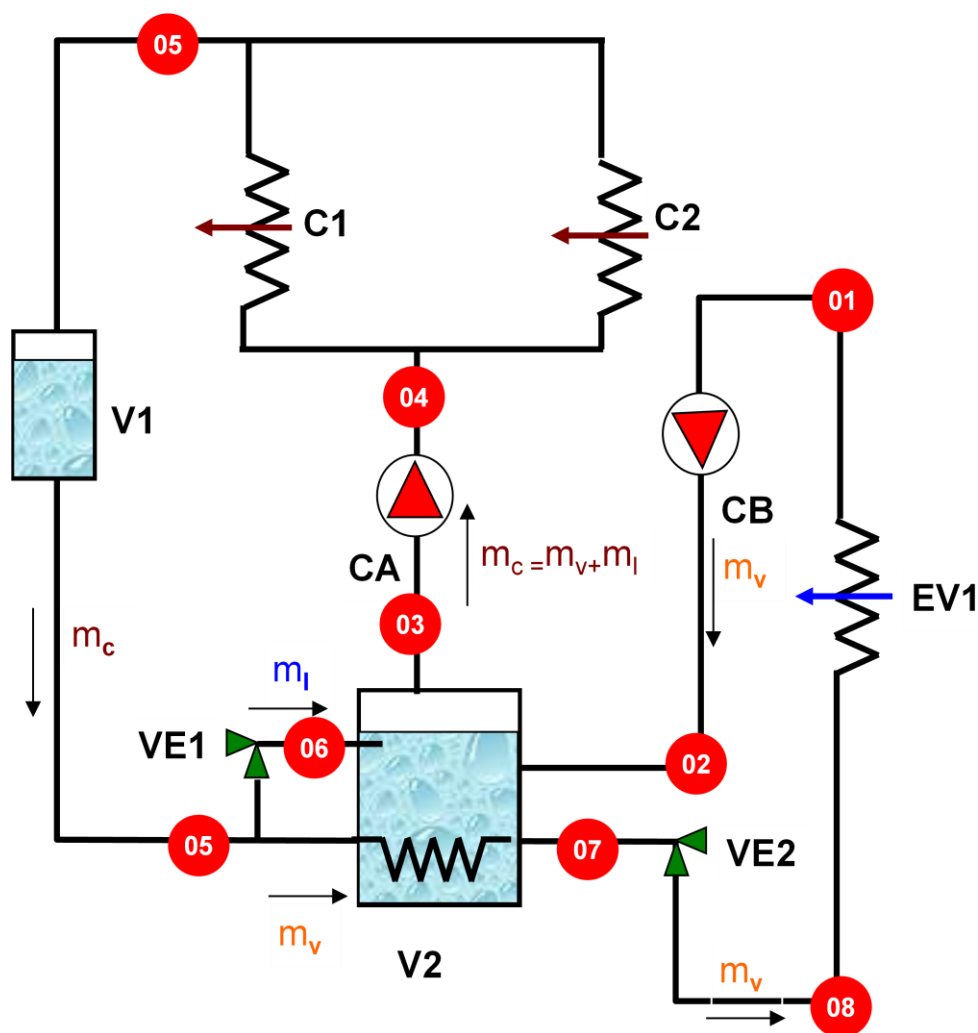


Figura 21 - Esquema do circuito implementado

O ciclo apresenta uma compressão por andares. A primeira compressão efectua-se no compressor de baixa pressão e de seguida o fluído é encaminhado para um depósito de modo a este poder ser arrefecido. De seguida o vapor existente no depósito entra no compressor de altas e é comprimido até à pressão máxima do ciclo. Posteriormente o vapor que sai do compressor de alta pressão irá ser condensado nos permutadores que irão fazer a transferência de calor para o fluído dos reservatórios. O processo seguinte consiste numa divisão de caudal em que parte deste irá ser encaminhado para o depósito através de uma válvula de expansão

de modo a arrefecer o fluído que se encontra no mesmo. A restante parte do fluído passa através de uma serpentina no depósito de modo a arrefecer o fluído que nela circula. De seguida, o líquido que passou na serpentina é encaminhado para uma válvula de expansão e é expandido até à pressão mais baixa do ciclo. Este refrigerante vai passar no evaporador de modo a receber calor para passar completamente para o estado de vapor de modo a poder seguir para o compressor de baixa pressão.

Apresentam-se agora os gráficos com as evoluções termodinâmicas referentes ao ciclo apresentado. De referir que estes gráficos não demonstram da maneira mais correcta aquilo que se passa na instalação. Na realidade existem perdas de carga e perdas térmicas durante o percurso do fluído na instalação que alteram ligeiramente a configuração dos gráficos apresentados (Figura 22 e 23).

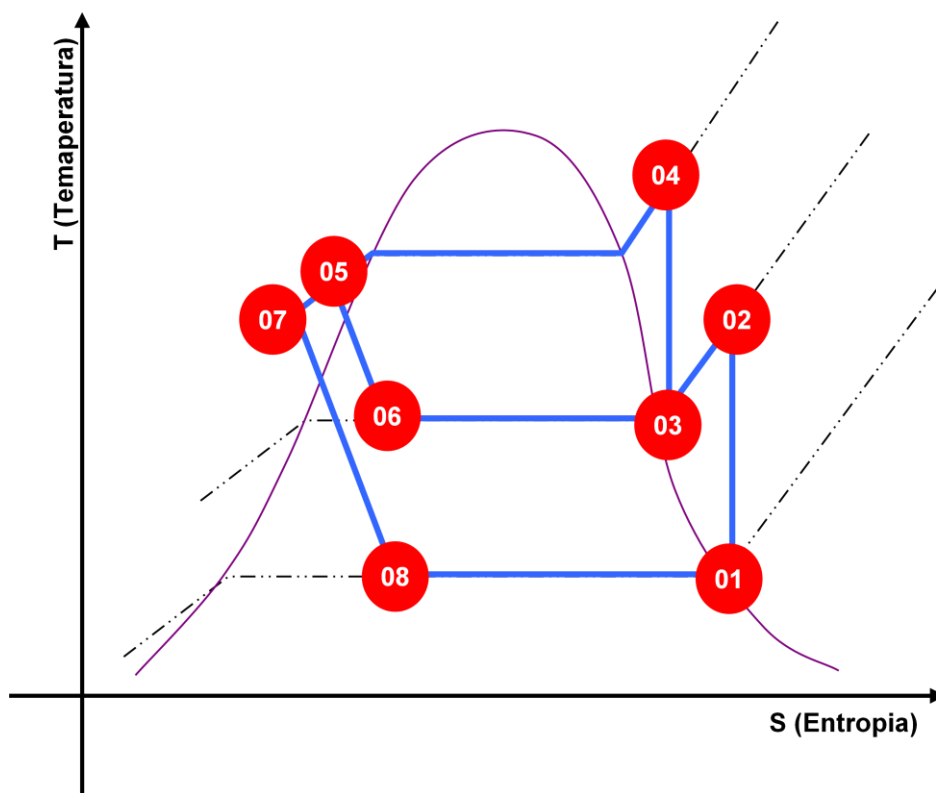


Figura 22 - Gráfico Temperatura versus entropia do ciclo instalado

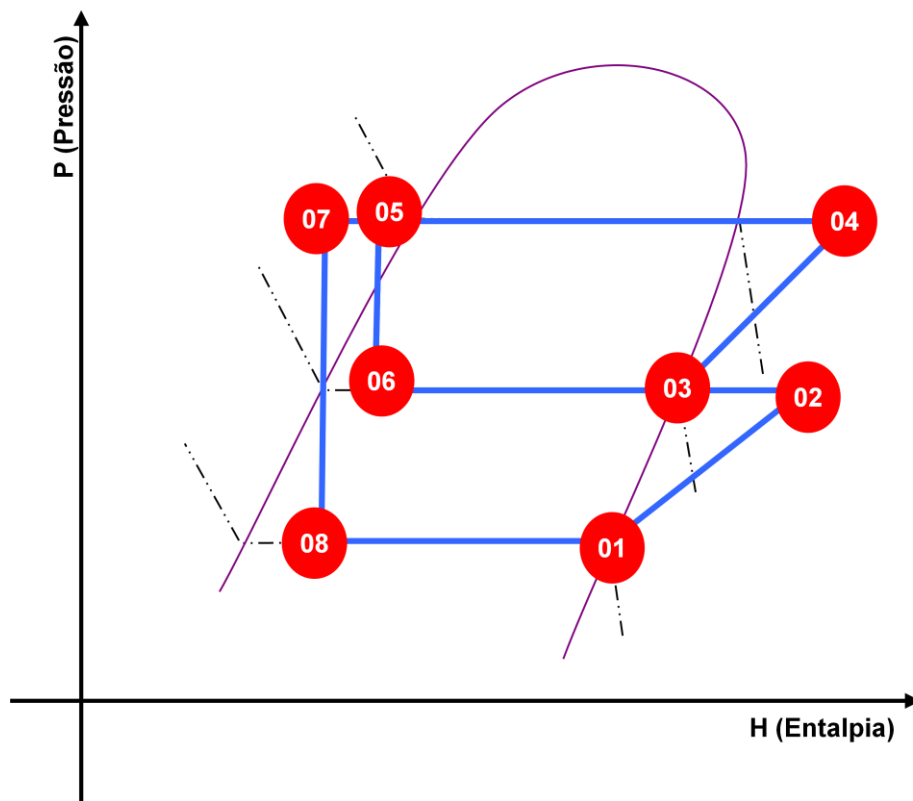


Figura 23 - Gráfico Pressão versus entalpia do ciclo implementado

6.2 Componentes do ciclo

Como componentes principais do ciclo analisado temos:

- 2 Permutadores de placas
- 2 Evaporadores
- 1 Compressor de alta pressão
- 1 Compressor de baixa pressão
- 3 Válvulas de expansão
- 3 Visores
- 3 Válvulas de corte
- 2 Acumuladores de líquido
- 12 Electroválvulas
- 1 Depósito com serpentina integrada
- 1 Sistema de controlo
- 12 Termómetros
- 12 Manómetros

Como fluído de trabalho temos o R404A.

Apresentam-se de seguida as principais propriedades de cada um dos componentes existentes na instalação.

6.2.1 Compressores

Compressor de baixa pressão:

- Marca: Tecumseh Europe
- Referência: CAJ2464Z
- Potência nominal: 1,13 kW
- Tensão: 220 V
- Cilindrada: 34,45 cm³

Compressor de alta pressão

- Marca: Tecumseh Europe
- Referência: CAJ4519Z
- Potência nominal: 1,13 kW
- Tensão: 220 V
- Cilindrada: 34,45 cm³



Figura 24 - Compressor do tipo hermético

6.2.2 Evaporadores

- Marca: Frimetel
- Modelo: PLA-N 30
- Capacidade nominal: 5270 W
- Tensão: 220 V
- Caudal de ar: 1310 m³/h



Figura 25 - Evaporador plano

O evaporador mostrado na figura anterior (Figura 25) é utilizado como tal quando o objectivo do sistema consiste em proceder ao aquecimento dos reservatórios. Quando o ciclo é invertido e passa a funcionar no modo de arrefecimento, este equipamento passa a ser utilizado como condensador.

O componente aqui apresentado consiste num evaporador seco em que o refrigerante passa no interior de tubos alhetados e o ar passa no seu exterior. A circulação do ar efectua-se por meio de uma ventoinha que encaminha o ar atmosférico para o interior do evaporador, sendo de seguida escoado pelas laterais.

6.2.3 Permutadores de placas

- Marca: Alfa Laval
- Modelo: AC30
- Capacidade nominal: 9,7 kW
- Número de placas: 30
- Superfície de transferência de calor: 0,84 m²



Figura 26 - Permutador de placas

No presente sistema, os permutadores de placas irão funcionar como condensadores no caso de aquecimento do fluido dos depósitos ou como evaporadores no caso oposto. A performance dos mesmos varia consoante as propriedades de ambos os fluidos (fluido refrigerante e água) que percorrem o permutador (Figura 26).

A capacidade nominal apresentada é para o caso de funcionamento como condensadores, em que a temperatura de condensação é de 49°C e a temperatura da água de 45/50 °C.

A capacidade dos permutadores instalados, quando em funcionamento como evaporadores, ronda os 7 kW, dependendo da temperatura do fluido frigorífico e do fluido que se pretende arrefecer.

6.2.4 Válvulas de expansão

Relativamente às válvulas de expansão, a instalação possui dois tipos: duas válvulas com equalização de pressão externa e uma com equalização de pressão interna.

Relativamente as válvulas de equalização de pressão externa temos:

- Marca: Danfoss
- Modelo: TES2
- Quantidade: 2

Quanto as válvulas de equalização de pressão interna temos:

- Marca: Danfoss
- Modelo: TS2
- Quantidade: 1



Figura 27 - Válvulas de expansão

A potência frigorífica das válvulas de expansão (Figura 27) é ditada pelo bico introduzido nas mesmas (Figura 28). Apresenta-se de seguida as potências frigoríficas (em kW) para cada um dos bicos disponíveis:

- 0X: 0.38
- 00: 0.7
- 01: 1.6
- 02: 2.1
- 03: 4.2
- 04: 6.0
- 05: 7.7
- 06: 9.1



Figura 28 - Bico das válvulas de expansão

6.2.5 Electroválvulas

As electroválvulas (Figura 29) utilizadas são da marca Alco e têm como objectivo o controlo do sistema de modo a fazer a inversão do ciclo, possibilitando os diferentes modos de funcionamento a que o mesmo irá ser sujeito.



Figura 29 - Electroválvula

As electroválvulas utilizadas são do tipo normalmente fechadas. Apenas deixam passar o fluído no sentido indicado. No sentido oposto não é realizado o bloqueio à passagem de fluído.

6.2.6 Acumuladores de líquido

Os acumuladores de líquido (Figura 30) têm como função garantir que temos apenas líquido à saída do mesmo. Este equipamento é utilizado antes das válvulas de expansão.



Figura 30 - Acumulador de líquido

6.2.7 Depósito com serpentina integrada

O depósito inicial possui um volume de aproximadamente 13 litros. Este contém no seu interior uma serpentina de comprimento e área desconhecidas.



Figura 31 - Depósito com serpentina integrada

6.2.8 Filtros

Apresentam-se agora os filtros utilizados (Figura 32) para remover as impurezas existentes na instalação. Este componente é de elevada importância pois as ligações efectuadas no circuito foram realizadas por brasagem, sem recorrer a uma atmosfera inerte. Deste modo, a instalação acumula uma grande quantidade de sujidade que poderá comprometer o seu desempenho.



Figura 32 - Filtro de partículas

6.2.9 Visores

Os visores (Figura 33) são muito importantes pois permitem a visualização da passagem de líquido ou vapor. Este facto é de elevada importância, em especial após as válvulas de expansão e após os condensadores.



Figura 33 - Visor com indicador de passagem de líquido ou vapor

6.2.10 Termómetros

Os termómetros disponíveis são termómetros analógicos (Figura 34) para medição de temperatura apenas no fluido R404A. Estes possuem uma escala de -40 a 40°C, não sendo adequados em alguns pontos do ciclo. No caso dos pontos à saída dos compressores, teremos temperaturas superiores a 40°C, não sendo possível proceder à sua determinação com os presentes termómetros.



Figura 34 - Termómetro analógico

6.2.11 Manómetros

A instalação possui manómetros (Figura 35) com duas escalas distintas. Os manómetros de baixa pressão permitem efectuar a leitura de pressões até 15 bar e os manómetros de alta pressão possuem uma escala até aos 35 bar. Ambos possuem uma escala que permite visualizar directamente a temperatura de saturação para diferentes fluidos, inclusive o R404A, para a pressão indicada. De salientar, que as temperaturas de saturação correspondem à pressão absoluta a que se encontra o fluído. Esta corresponde ao valor apresentado pelo manómetro mais um bar, que corresponde à pressão atmosférica.



Figura 35 - Manómetros analógicos

6.3 Sistema implementado

Apresenta-se agora um esquema do sistema implementado (Figura 36). Este inclui a bomba de calor e todos os seus componentes assim como os sistemas de medição (termómetros e manómetros) e os reservatórios de AQS e de conforto térmico.

Desenvolvimento de uma bomba de calor

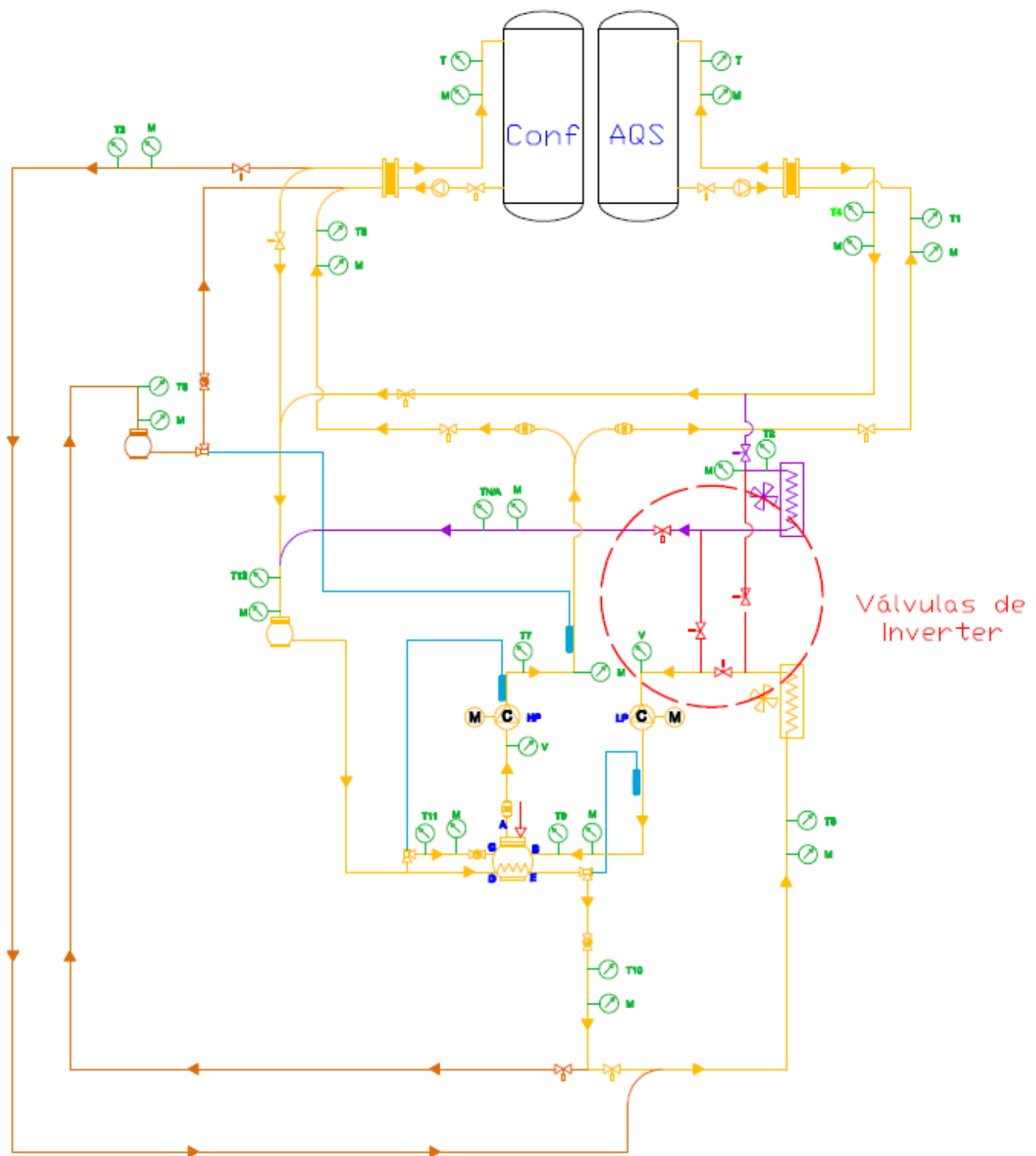


Figura 36 - Sistema implementado

Desenvolvimento de uma bomba de calor



Figura 37 – Fotografia 1 do sistema implementado



Figura 38 - Fotografia 2 do sistema implementado

6.4 Objectivo do sistema

Foi objectivo do sistema propor um produto para abranger toda a gama de necessidades de armazenamento e geração de água quente para o abastecimento de AQS e conforto térmico. A finalidade da bomba de calor será de fornecer as necessidades energéticas de uma habitação ou instalação, tendo um sistema de colectores solares acoplado.

O sistema terá a capacidade de ser aplicado em instalações domésticas ou industriais, quer para águas quentes sanitárias ou climatização (frio e calor). Deste modo, numa fase posterior a este projecto, será necessário dimensionar vários sistemas com potências variadas.

O equipamento aqui analisado (apenas a bomba de calor) possui duas finalidades essenciais: proceder ao aquecimento e arrefecimento de um fluído, que neste caso será a água.

O sistema de controlo do equipamento possui 5 programas:

- Aquecimento do tanque AQS
- Aquecimento do tanque de conforto
- Aquecimento de ambos os tanques
- Aquecimento do tanque AQS e arrefecimento do tanque de conforto
- Arrefecimento do tanque de conforto

As temperaturas limite dos depósitos serão:

- Tanque AQS:
 - Limite inferior: 45
 - Limite superior: 60
- Tanque de conforto:
 - ⇒ Verão:
 - Limite inferior: 5
 - Limite superior: 15
 - ⇒ Inverno:
 - Limite inferior: 50
 - Limite superior: 60-70

De salientar que estas temperaturas poderão vir a ser ajustadas. Como facilmente se compreende, estes limites serão diferentes consoante os sistemas que são utilizados para proceder ao aquecimento ou arrefecimento ambiente. No caso da utilização de ventilo convectores, não é necessária uma temperatura tão elevada para proceder ao aquecimento ambiente como é no caso dos irradiadores. Neste segundo tipo de equipamentos a dissipação de calor é realizada por convecção natural, em contraposição aos ventilo convectores em que a convecção é forçada, apresentando por isso uma potência superior. Tal constatação pode ser verificada tendo como suporte a equação seguinte.

$$\dot{Q} = \alpha * A * \Delta T$$

6.5 Problemas encontrados

O sistema possuía à partida dois problemas já identificados pelo engenheiro responsável pelo nosso trabalho. Um dos problemas residia no facto do depósito com a respectiva serpentina ser de elevadas dimensões (Figura 39), sendo necessário introduzir uma elevada quantidade de fluído frigorífico (R404A) no sistema.



Figura 39 - Depósito inicial

O segundo problema constava de uma falha mecânica no compressor de alta pressão sendo necessário proceder à sua substituição.

Depois de identificados os problemas anteriores procedeu-se a uma análise de toda a instalação de modo a reconhecer algum problema de concepção que pudesse existir. Deste modo, verificou-se rapidamente que a colocação do bolbo da válvula de expansão que se encontra à entrada do depósito estava mal posicionada. Este encontrava-se após o compressor de alta pressão, pelo que deveria estar situado à saída do depósito. O objectivo da válvula de expansão consiste em garantir a presença de vapor à saída do depósito, pelo que o bolbo deveria estar colocado à saída do mesmo. Para mais fácil entendermos, podemos pensar no depósito como um evaporador, sendo assim, o objectivo do bolbo é o de garantir que à saída do evaporador se tenha um determinado sobreaquecimento, de modo a evitar que entre líquido no compressor.

Após substituição do compressor que se encontrava danificado, foi redesenhado o depósito intermédio (Figura 40) tendo em atenção ao posicionamento de todas as entradas e saídas de fluído.

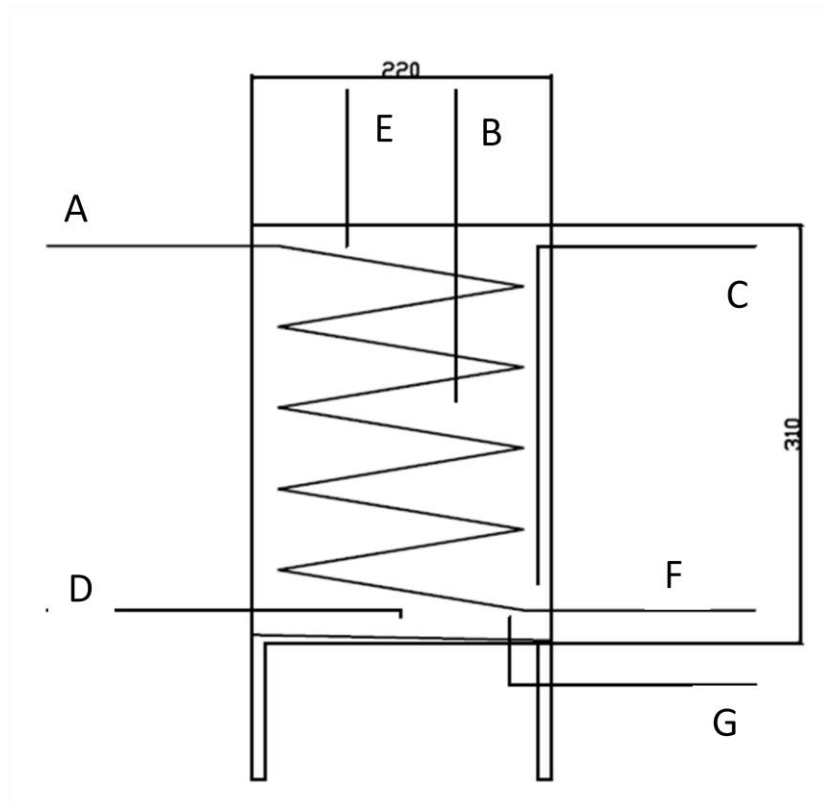


Figura 40 - Desenho da evolução número 1 do depósito

- A – Entrada da serpentina (5)
- B – Válvula de enchimento do sistema
- C – Entrada da válvula de expansão (6)
- D – Entrada do compressor de baixa pressão (2)
- E – Saída para o compressor de alta pressão (3)
- F – Saída da serpentina (7)
- G – Saída de líquido

Os números dentro de parênteses correspondem aos números do ciclo apresentado nas Figuras 21, 22 e 23.

A saída da serpentina (F) efectua-se pela parte inferior do depósito de modo a permitir que o fluído à saída da mesma possua a mais baixa temperatura possível e de modo a garantir que existe contacto entre a tubagem da serpentina e o líquido presente no depósito.

Quanto ao posicionamento da entrada do compressor de baixa pressão (D), esta posiciona-se na parte inferior do depósito de modo a que o vapor proveniente do compressor de baixa pressão borbulhe no líquido arrefecendo.

A saída para o compressor de altas (E) está posicionada na parte superior do depósito para garantir que temos apenas vapor à entrada do compressor.

Por último, a entrada da válvula de expansão (C) está direccionada para o final da serpentina de modo a arrefecer o máximo possível o fluído que circula no interior da mesma.

Desenvolvimento de uma bomba de calor

O depósito apresentado foi construído por uma empresa de metalomecânica (Ductimetal). Após recepção do mesmo foram efectuados testes de estanquidade de modo a verificar que não existiam fugas, quer na serpentina, quer do próprio depósito para o exterior. Visto existirem pequenas fugas do depósito para o exterior, este foi reparado e foi novamente sujeito a testes de estanquidade. Posteriormente, foi inserido no sistema e todas as ligações depósito-circuito foram efectuadas por brasagem.

Numa fase posterior o sistema foi cheio de ar comprimido a uma pressão de aproximadamente 6 bar de modo a detectar as fugas existentes no circuito. De seguida, foram reparadas as fugas existentes e efectuado o vácuo parcial no sistema (Figura 41), de modo a retirar a maior quantidade possível de ar do sistema.



Figura 41 - Bomba de vácuo e vacuómetros para realização de vácuo na instalação

Após esta operação foram introduzidas 1500 gramas de fluído refrigerante no mesmo e foi colocado em funcionamento no programa de Inverno. O programa consiste no aquecimento apenas do reservatório de AQS. Posto o sistema em funcionamento foi verificado de imediato que as pressões reinantes no mesmo não correspondiam ao esperado. Constatou-se que todo o circuito se encontrava à mesma pressão. Além do facto apresentado, a temperatura reinante no depósito era demasiado baixa visto que no seu exterior se acumulou rapidamente uma camada de gelo.

Analizando o sistema verificou-se que uma possível causa para o mau funcionamento do ciclo poderia residir no facto de termos um elevado caudal de fluído frigorífico a passar na válvula de expansão que dá entrada no depósito, fazendo com que a temperatura deste diminuísse drasticamente. Além disso, o caudal que circula nos evaporadores é demasiado pequeno não sendo suficiente para fornecer calor ao sistema. Tal facto poderá dever-se também à reduzida quantidade de fluído frigorífico inserido na instalação.

Cerca de duas horas de funcionamento do ciclo, o compressor de alta pressão deixou de funcionar. Foi retirado da instalação e verificou-se que este não entrava em funcionamento.

Numa fase posterior foi introduzido um novo compressor na instalação e procedeu-se novamente a testes. De novo se verificaram problemas na instalação. Estes consistiam na presença de uma pressão praticamente constante em toda a instalação, e a temperatura decrescia repentinamente após passagem numa das electroválvulas. Provavelmente a válvula em questão estaria a funcionar como uma válvula de expansão devido à má vedação que esta estaria a executar.

Foi ainda verificado, através dos visores presentes no circuito, que à entrada da válvula de expansão, que se encontra antes dos evaporadores, apresentava líquido, no entanto este caudal era aparentemente reduzido.

Detectados os problemas referidos anteriormente, o circuito foi aberto, verificando-se a presença de uma pequena quantidade de gelo à saída das válvulas de expansão e sujidade no filtro que se encontra à entrada das mesmas. Além disso, constatou-se que o vedante da electroválvula atrás referida se encontrava danificado (Figura 42).



Figura 42 - Electroválvula danificada

6.6 Resolução dos problemas encontrados

Após verificação dos problemas analisados no capítulo anterior foi tomada a decisão de se proceder a uma limpeza de todas as electroválvulas e realizar uma verificação do seu funcionamento. Procedeu-se ainda a uma limpeza da instalação assim como das válvulas de expansão com auxílio de ar comprimido. De salientar que este não é o processo mais adequado, mas uma vez que este era o sistema disponível mais rapidamente, foi este o método utilizado. Durante a limpeza da instalação constatou-se a presença de alguma sujidade, assim como vestígios de humidade.

No seguimento das alterações operadas, foram realizados novamente os procedimentos necessários para a introdução de fluído frigorífico na instalação. Efectuou-se o carregamento com 2000 gramas, sendo colocado novamente em funcionamento.

De novo a performance da instalação não foi a esperada, verificando-se os problemas que a seguir se apresentam:

- Pressão uniforme em toda a instalação
- Problemas mecânicos nas electroválvulas
- Inexistência de líquido à entrada dos evaporadores

Desenvolvimento de uma bomba de calor

Foi, então, tomada a decisão de proceder à construção de um novo circuito. Esta acção foi pensada devido ao facto da instalação existente dificultar o procedimento a alterações e principalmente devido aos problemas encontrados no sistema, essencialmente ao nível das electroválvulas. Desta forma, optou-se por proceder à construção de uma mesa de testes.

Vantagens da mesa de testes:

- Facilidade de manuseamento dos equipamentos
- Facilidade na execução de alterações ao ciclo rapidamente
- Eliminação dos problemas existentes nas electroválvulas

Desvantagens:

- Necessidade de execução de um protótipo de dimensões reduzidas, próximo da versão final.

7. Primeira evolução

A primeira evolução consiste na montagem de uma mesa de testes (Figura 43). Para tal, foram retirados os principais componentes do sistema anterior e montados numa mesa. Como primeiro sistema para testes foi executado um circuito apenas com o intuito de proceder ao aquecimento dos reservatórios (de AQS e CT).

As ligações do sistema foram efectuadas usando tubagem de cobre. Como primeira abordagem, foi utilizado tubo de cobre com dois diâmetros diferentes. As ligações foram executadas tendo por base o diâmetro de entrada e saída do compressor. Deste modo, foi utilizada tubagem com diâmetro exterior de 12 mm e 18 mm.

Para a execução deste novo circuito foram empregues acessórios roscados de modo a colocar válvulas manuais à entrada e saída de todos os componentes. Tal facto permitiu evitar perdas de fluído em caso de necessidade de proceder a alguma alteração. Foram ainda incorporados no sistema vários manómetros para possibilitar a leitura das pressões reinantes no circuito, assim como termómetros em todos os principais pontos do ciclo.

Durante a execução do sistema foram tomadas todas as precauções de modo a evitar que as tubagens fossem introduzidas no sistema com a sujidade inerente ao processo de soldadura. Todas as tubagens foram limpas com o auxílio de água sendo posteriormente secas com o recurso a ar comprimido.



Figura 43 - Mesa de testes com circuito para aquecimento



Figura 44 - Depósito com serpentina integrada

Concluída a fase de construção do sistema, procedeu-se à detecção de fugas e a todo o procedimento necessário para a introdução de fluido frigorífico no equipamento.

Foi efectuado o carregamento da instalação com apenas 2000 gramas de R404A, procedendo-se de seguida ao teste do sistema. De salientar que os orifícios das válvulas de expansão são os mesmos que se encontravam na instalação inicial (VE1-bico 4 e VE2-bico 2). Após isto, o sistema foi colocado em funcionamento.

7.1 Resultados obtidos

Tabela 2 - Temperaturas obtidas durante o funcionamento do sistema

Temperaturas (°C)										
Tempo(min)	1	2	3	4	5	6	7	8	AQS	CT
0	16	16	16	16	16	16	16	16	33,6	32,6
20	16	60	45	100	35	10	35	-3	34,8	34,8
40	17	61	47	109	36	10	36	-2	35,7	34,9

Tabela 3 - Pressões reinantes no sistema

Tempo(min)	20	40
P _{baixa} (bar)	2,2	2,4
P _{média} (bar)	7	6,8
P _{alta} (bar)	16	17

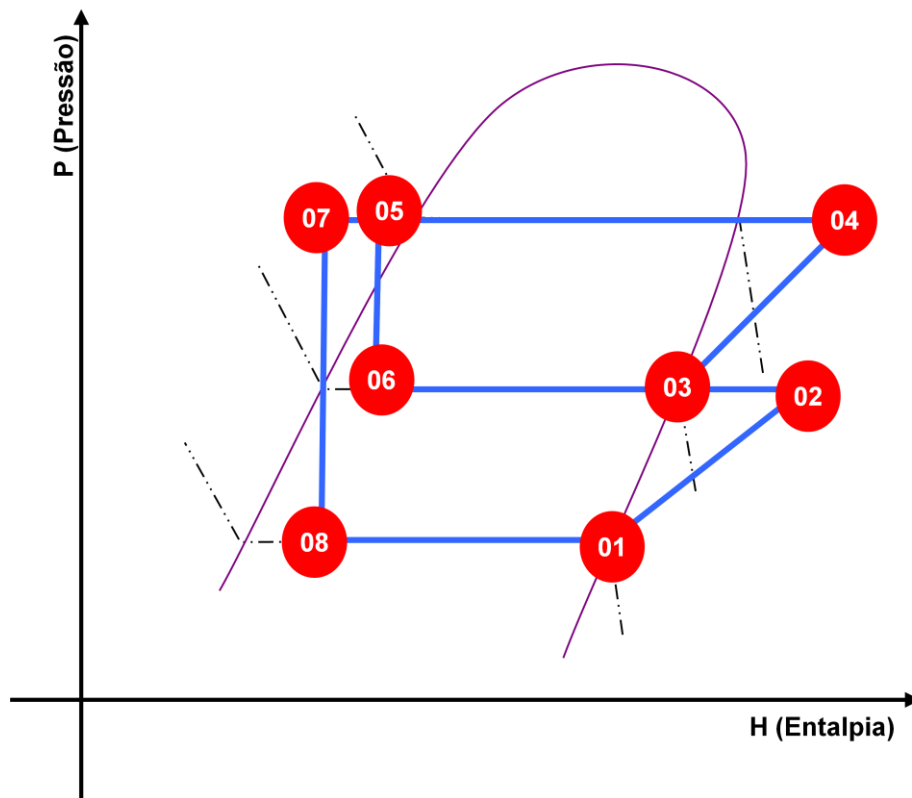


Figura 45 - Gráfico correspondente ao ciclo implementado

7.2 Discussão

Perante os resultados obtidos (Tabela 2 e 3; Figura 45), podemos tirar algumas ilações.

- Pressão máxima do sistema – o valor da pressão que se obteve experimentalmente aproxima-se daquela que se pretende. A pressão máxima é ditada essencialmente pela temperatura da água dos depósitos. Deste modo, para uma pressão absoluta de 16 bar temos uma temperatura de saturação de aproximadamente 35°C. Apesar de passados 20 minutos, termos uma temperatura média do depósito de 35°C, a temperatura de entrada nos condensadores é inferior, o que significa que o fluído refrigerante está a condensar nos permutadores de placas cedendo calor para a água.
- Pressão intermédia – esta pressão situa-se ligeiramente inferior à pressão desejada (cerca de 10 bar). Como se pode verificar, o compressor de baixa pressão realiza um incremento de pressão entre a entrada e saída de cerca de 5 bar, enquanto o compressor de alta pressão realiza um incremento de aproximadamente 10 bar.
- Temperatura à entrada do compressor de alta pressão – esta temperatura é demasiado elevada, visto que para uma pressão intermédia de 7 bar a temperatura de saturação é de aproximadamente 5°C. Sendo assim, temos um sobreaquecimento de mais de 40°C.

Desenvolvimento de uma bomba de calor

- Temperatura à saída do compressor de alta pressão – esta temperatura é demasiado elevada. Este facto deve-se ao problema que se sucede no ponto anterior. Como a temperatura à entrada do compressor é demasiado elevada a temperatura à saída do mesmo também é exageradamente elevada.
- Temperatura à saída da serpentina – A temperatura do fluído à saída do serpentina é igual à temperatura à entrada. Isto significa que esta não está a funcionar correctamente. Este facto pode dever-se à falta de líquido no interior do depósito.
- Temperatura à saída da válvula de expansão (ponto 8) – Esta temperatura não corresponde à temperatura de saturação do fluído para a pressão a que este se encontra. Para a temperatura do ponto 8, este estará já no estado de vapor sobreaquecido.

Os resultados obtidos não corresponderam ao desejado, uma vez que a temperatura dos depósitos de água subiu muito pouco. Por outras palavras, a potência fornecida pela bomba de calor é demasiado baixa. O facto que poderá ter levado a que tal tenha acontecido reside essencialmente na falta de fluído frigorífico na instalação.

8. Segunda evolução

Nesta segunda fase foi introduzida uma maior quantidade de fluido frigorífico na instalação, visto ter-se concluído que a quantidade introduzida anteriormente não era suficiente. Deste modo, foram introduzidas mais 500 gramas de fluido de modo a que a quantidade de refrigerante total na instalação se situe nas 2500 gramas e esta foi colocada de novo em funcionamento.

8.1 Resultados obtidos

Tabela 4 – Temperaturas para os diversos pontos da instalação

Temperaturas (°C)										
Tempo (min)	1	2	3	4	5	6	7	8	AQS	CT
0	15	15	15	15	15	15	15	15	23,8	24,5
20	15	58	23	87	25	-6	24	-18	24,8	25,1
40	16	-	28	95	25	-6	25	9	25,3	25,8

Tabela 5 - Pressões obtidas na instalação

Tempo (min)	0	20	40
P _{baixa} (bar)	7	1	0
P _{média} (bar)	7	1,6	1
P _{alta} (bar)	7	12	12,2

8.2 Discussão

Analisando os dados obtidos (Tabela 4 e 5), rapidamente se conclui que o sistema não está a funcionar correctamente. Os valores de pressão são demasiado reduzidos. Visto isto, foi efectuada uma verificação às válvulas de expansão, verificando-se a presença de gelo à saída das mesmas, assim como alguma sujidade nos filtros que se encontram à sua entrada.

Efectuou-se uma limpeza às válvulas com o auxílio do fluido presente na instalação e de seguida removeu-se toda a sujidade existente nos filtros recorrendo-se a ar comprimido.

9. Terceira evolução

Após a reparação efectuada às válvulas de expansão foi introduzida mais uma pequena quantidade de fluido frigorífico de modo a compensar a perda devido à abertura do sistema. Sendo assim, estima-se que a quantidade de refrigerante na instalação se situe nas 3000 gramas. Após isto, a instalação foi de novo testada.

Foi determinada a potência calorífica (em kW) fornecida à água através da expressão seguinte:

$$\dot{Q}_{AQS/CT} = M_{\text{água}} * cp_{\text{água}} * \Delta T_{\text{água}} / \Delta t$$

A massa de água ($M_{\text{água}}$) que está contida em cada depósito é de cerca de 350 litros. Para obter este valor, foi efectuada a medição do volume dos reservatórios e multiplicado pelo peso específico da água, que é cerca de 1000 kg/m³.

Na expressão anterior, o valor de $\Delta T_{\text{água}}$ corresponde ao valor da diferença de temperatura da água em dois instantes distintos. A diferença entre os dois instantes de medição dá o valor de Δt .

Recorreu-se a um valor aproximado para o calor específico (cp) da água, sendo o valor de 4,2 KJ/(KgK) o valor mais usual. Poderia ter sido usado o valor para a temperatura intermédia, mas tal não foi feito pois este erro introduzido é muito inferior ao cometido na leitura da temperatura média dos depósitos. De salientar que a medição da temperatura da água dos reservatórios se situa num ponto tal que a sua leitura dará um valor aproximado da temperatura média dos reservatórios.

9.1 Resultados obtidos

Tabela 6 - Temperaturas obtidas durante o funcionamento do sistema

Temperaturas (°C)												
Tempo (min)	1	2	3	4	5	6	7	9	AQS	CT	Q _{AQS}	Q _{CT}
0	15	15	13	15	15	15	11	16	23,6	25,4		
30	16	51	22,6	62	26	11	24	-11	27,1	26,1	2,85	0,57
60	16	52	21,5	64	29	12	26,5	-11	29,6	28,5	2,03	1,95
90	16	52	17,5	63	32	12	29,5	-10	32,4	31,2	2,28	2,20
120												
150	17	53	19,8	66	27,5	13	35	-10	37,8	36,6	2,20	2,20
180	17	53	15,4	66	40,5	13	37,5	-10	40,4	39,3	2,12	2,20
210	17	52	16,1	68	43	13	40,5	-9,5	43,1	42	2,20	2,20
240	16	52	29	70	42	14	40,4	-10	45,4	44,6	1,87	2,12
270	16	53	30	72	45	14	42,9	-10	47,9	47	2,03	1,95
300	16	53	31	75	47	14	45,2	-10	50,2	49,5	1,87	2,04
330	16	54	31	77	49	15	47,3	-10	52,6	51,9	1,95	1,95
390	16	55	33	83	53	16	51	-11	57,1	56,1	1,83	1,71
420	16	55	34,5	86	53	17	54,5	-11	59,3	58,3	1,79	1,79

Desenvolvimento de uma bomba de calor

A indicação a vermelho na tabela das temperaturas (Tabela 6) refere-se a uma mudança no local de leitura da temperatura à entrada do compressor de alta pressão.

Tabela 7 - Pressões obtidas para o ciclo em estudo

Tempo (min)	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360
P _{baixa} (bar)	2,8	3	3		3	3	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3
P _{média} (bar)	6,8	7	7		7,4	7	7,3	7,4	7,6	7,7	7,9	8,1
P _{alta} (bar)	13	15	15,5		18	19	22	23	24	26	28	30

A indicação a cinzento ao minuto 120 corresponde à hora de almoço.

9.2 Discussão

Constatou-se que a temperatura à saída do depósito intermédio era inferior à temperatura a que o fluído entrava no compressor. Tal facto poderá dever-se ao caso de termos uma mistura de fluidos a temperaturas consideravelmente dispares a entrar no depósito. Sendo assim, a temperatura a que se encontram as paredes do depósito serão diferentes da temperatura a que sai o refrigerante do interior do mesmo. O vapor que entra no reservatório intermédio, vindo do compressor de baixa pressão poderá não ter tempo de se misturar com o líquido vindo da válvula de expansão saindo o vapor para o compressor de alta pressão ainda a uma temperatura superior à temperatura reinante no depósito.

Apesar das temperaturas e pressões (Tabela 6 e 7) reinantes no ciclo já se aproximarem das desejadas, a potência calorífica introduzida em ambos os reservatórios de água é reduzida quando comparada à potência que os gráficos dos compressores dizem que estes disponibilizam. Os gráficos relativos aos equipamentos utilizados podem ser encontrados em anexo.

Após esta etapa foi tomada a decisão de se efectuar um ciclo simples. Deste modo, será mais fácil proceder-se ao controlo dos fluxos de fluído refrigerante que percorrem a instalação.

10. Quarta evolução

Nesta etapa foi montado um circuito simples de compressão de vapor (Figura 46). Este circuito foi efectuado com os componentes existentes e utilizados no sistema analisado no ponto anterior.

Este ciclo, constituído apenas por um compressor, uma válvula de expansão, um evaporador e um condensador, é o mais utilizado pela concorrência no caso de aquecimento de águas quentes sanitárias.

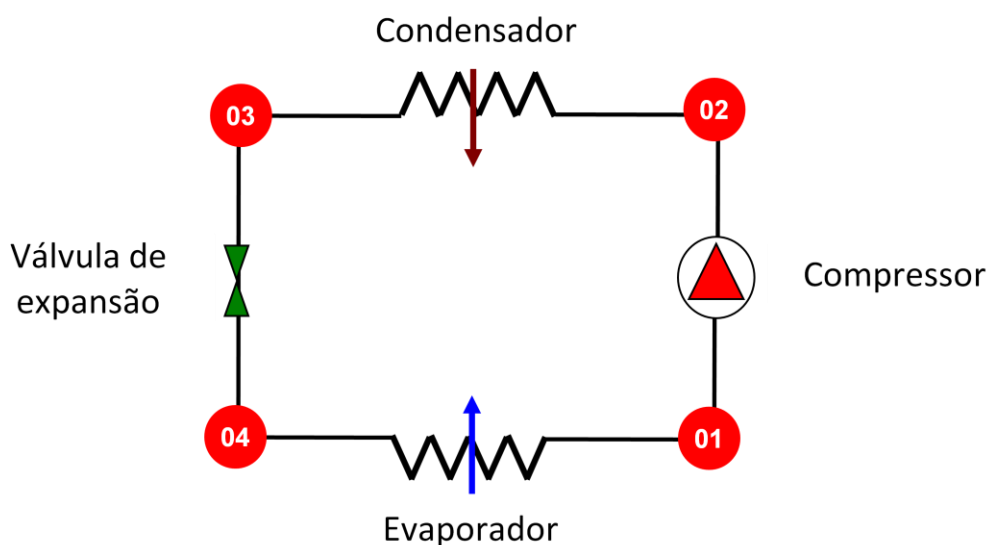


Figura 46 - Ciclo de compressão de vapor simples

Para quem tem pouca experiência neste tipo de sistemas, este ciclo é o mais fácil para começar a perceber como funcionam os equipamentos básicos.

Como já foi referido, este tipo de ciclos são mais simples que os ciclos de compressão por andares, mas como desvantagem temos uma inferior performance. Visto este tipo de sistemas se destinarem essencialmente à instalação em habitações, é necessário que possuam essencialmente um preço reduzido, sendo que tal não se consegue com o equipamento anterior.

Neste ciclo, foi utilizada uma válvula de expansão de equalização de pressão interna com um bico de 3 mm e uma quantidade de fluído frigorífico de 1000 gramas.

Foi introduzido um contador para contabilizar a energia consumida pelo compressor. Deste modo passa a ser possível determinar o COP energético do sistema. Este método é o mais utilizado pelos principais fabricantes deste tipo de equipamentos para definir a performance do equipamento. O valor do COP pode ser determinado pela seguinte expressão:

$$COP = \dot{Q}_{AQS} / \dot{W}_{Sist}$$

10.1 Resultados obtidos

Tabela 8 - Resultados experimentais para o ciclo de compressão de vapor simples

Tempo	T1	T2	T3	T4	AQS	P _{max}	P _{min}	Q _{AQS}	W _{sist}	COP	COP
min.	°C	°C	°C	°C	°C	bar	bar	kW	kW	Entálpico	Energético
t0	27	81,9	33	-3,5	31,5	20	3,8		1,7	5,13	
h0	247	282	102,5	102,5							
p0	3,8	20	20	3,8							
t30	27	93,5	35	-4	33,3	21	3,8	1,47	1,8	4,09	0,81
h30	247	293	105	105							
p30	3,8	21	21	3,8							
t60	27,5	99,1	39	-4	34,9	24	3,8	1,30	1,9	3,63	0,69
h60	246	297	112	112							
p60	3,8	24	24	3,8							
t90	28	105,8	42	-4	36,2	26	3,9	1,06	1,9	3,36	0,56
h90	247	302	117	117							
p90	3,9	26	26	3,9							

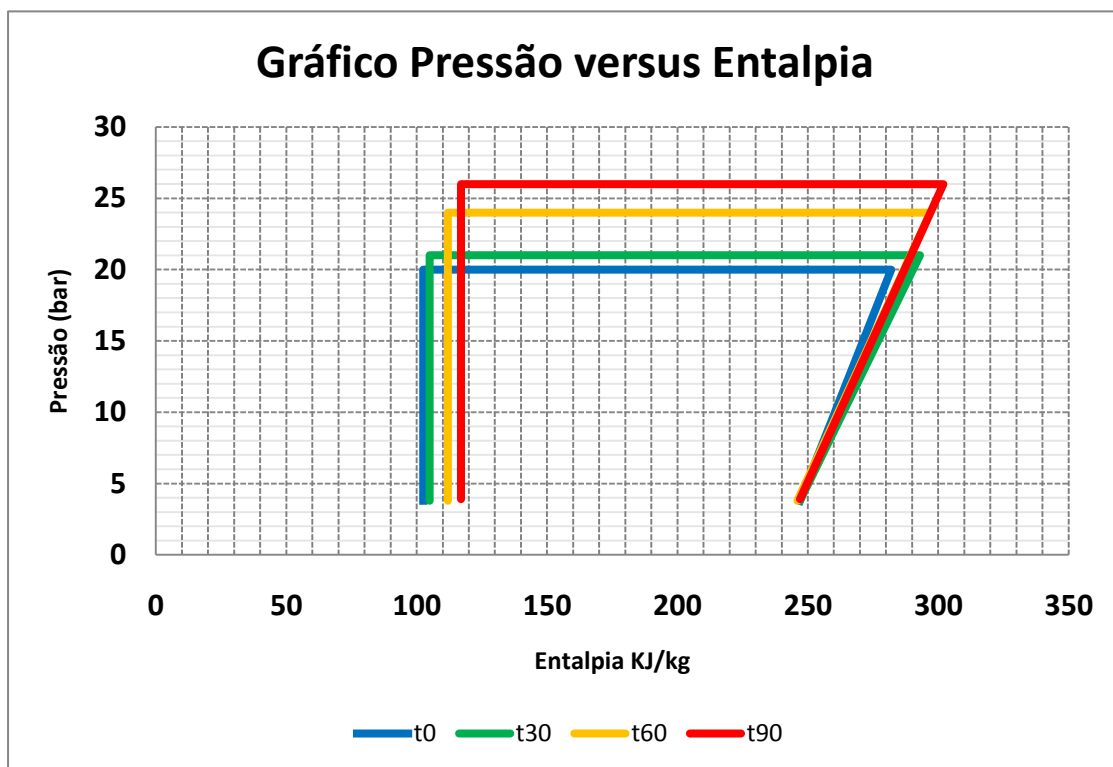


Figura 47 - Gráfico da evolução do sistema de compressão de vapor simples

10.2 Discussão

Perante os resultados obtidos (Tabela 8 e Figura 47) verifica-se que com o sistema actual se conseguiu obter uma potência calorífica debitada para o reservatório inferior ao sistema anterior. A bomba de calor não está a debitar a potência que é possível obter com o compressor instalado. Para as temperaturas de evaporação e de condensação obtidas no ciclo, a potência calorífica deveria ser superior. Por exemplo, ao minuto 30, temos como pressões de evaporação e de condensação respectivamente 3,8 e 21 bar. Para estas pressões as correspondentes temperaturas de saturação são: -14 e 46°C. Deste modo, analisando os gráficos do compressor, para uma temperatura de evaporação de -15°C e de condensação de 50°C temos uma potência frigorífica de 2000 W e uma potência absorvida pelo compressor de aproximadamente 1500 W. Somando estes dois valores, teremos o valor aproximado da potência calorífica. Como facilmente se constata, este valor é superior em cerca de 2000 Watts ao valor obtido experimentalmente.

Visto isto, foi aberto o circuito para verificar o estado da válvula de expansão. Para além da presença de uma pequena quantidade de resíduos no filtro à entrada da válvula de expansão, verificou-se ainda a existência de uma quantidade elevada de uma substância com propriedades visuais semelhantes às do óleo. Porém, tal quantidade de óleo que se encontrava no circuito não era normal.

Após algumas verificações aos componentes do ciclo, constatou-se a presença de um filtro de sílica à saída do compressor de alta pressão. Este componente apenas poderá estar sujeito a temperaturas limite de 65°C. Como facilmente se pode verificar pelos resultados obtidos, a temperatura à saída do compressor de alta pressão é usualmente superior a 65°C, chegando a atingir temperaturas bastante superiores ao valor admissível pelo filtro. Sendo assim, a instalação encontrava-se na presença de sílica dissolvida no fluído refrigerante. Como é de esperar, a performance do equipamento foi gravemente afectada.

A dissolução da sílica no fluído da instalação poderá apenas ter-se verificado nesta fase porque, como podemos verificar pelas temperaturas obtidas, estas situam-se muito acima dos limites estabelecidos pelo equipamento. Apesar de já se terem obtido temperaturas elevadas, no sistema anterior o ciclo possuía um reservatório, podendo nesse caso a sílica ter-se depositado no interior do mesmo. De salientar que esta poderá ter sido uma das causas para o mau funcionamento do sistema anterior.

Após efectuar uma limpeza a todo o circuito foram ainda testadas as válvulas de expansão com equalização de pressão externa, porém os resultados foram demasiado fracos. Quando o sistema foi colocado em funcionamento a pressão à entrada do compressor estabilizou num valor muito baixo e após a válvula de expansão não se visualizava a passagem de líquido.

Para tentar proceder à abertura da válvula de expansão retirou-se o bolbo da válvula de expansão e aqueceu-se o mesmo com auxílio de água. Rapidamente se constatou que a mesma não respondeu ao aumento da temperatura sentida no bolbo.

Deste modo, conclui-se que a válvula de equalização de pressão externa se encontrava danificada. Uma possível causa poderá ter sido o processo de soldadura efectuado para introduzir a válvula no sistema (Figura 48). Até ao momento já foram efectuadas várias

Desenvolvimento de uma bomba de calor

soldaduras na mesma podendo deste modo ter-se alterado as propriedades da mola existente no seu interior.



Figura 48 - Válvula de expansão com ligação soldada



Figura 49 - Válvula de expansão com ligações roscadas

Foi ainda testado o sistema de expansão por capilares. Para a determinação do comprimento do mesmo foi utilizada a experimentação como método de determinação do comprimento. Foi introduzido um capilar com um diâmetro de 2 mm e comprimento inicial de 3 metros. Rapidamente se verificou que o fluído refrigerante vaporizava por completo à saída do capilar. Efectuaram-se cortes sucessivos ao comprimento do capilar até se chegar a um comprimento inferior a 30 cm. Visto existir uma grande dificuldade em proceder à implementação do capilar, procedeu-se novamente à instalação da válvula de expansão com equalização de pressão interna.

11. Quinta evolução

Após limpeza da instalação, procedeu-se novamente à realização de vácuo e introdução de 1000 gramas de R404A no sistema. Este foi novamente colocado em funcionamento tendo o cuidado de começar a retirar dados à mesma temperatura do reservatório de AQS a que foi iniciado o teste anterior.

11.1. Resultados obtidos

Tabela 9 - Resultados experimentais para o ciclo simples

Time	T1	T2	T3	T4	AQS	P _{max}	P _{min}	Q _{AQS}	W _{sist}	COP	COP
min.	°C	°C	°C	°C	°C	bar	bar	kW	kW	Entálpico	Energético
t0	27	81,5	33	-3,5	31,5	20	3,8		1,7	5,13	
h0	247	282	102,5	102,5							
p0	3,8	20	20	3,8							
t30	27	94,1	35	-4	36,3	21	3,8	3,91	1,8	4,09	2,17
h30	247	293	105	105							
p30	3,8	21	21	3,8							
t60	27,5	99,0	39	-4	40,6	24	3,8	3,50	1,9	3,63	1,84
h60	246	297	112	112							
p60	3,8	24	24	3,8							
t90	28	104,9	42	-4	44,5	26	3,9	3,17	1,9	3,36	1,67
h90	247	301	117	117							
p90	3,9	26	26	3,9							

11.2. Discussão

Comparando os resultados obtidos (Tabela 9) face aos resultados anteriores, verifica-se que as temperaturas e pressões do ciclo são muito semelhantes, no entanto, a potência fornecida à água do reservatório de AQS é significativamente superior.

Novamente, ao minuto 30 temos pressões de evaporação e de condensação de 3,8 e 21 bar respectivamente, o que daria, como já tínhamos visto anteriormente, uma potência calorífica de cerca de 3500 Watts. No entanto, com o sistema actual foi possível obter uma potência de cerca de 3900 W. Esta diferença poderá advir de uma má leitura das pressões de evaporação e de condensação. O ponto 4 encontra-se na zona de saturação, contudo, a temperatura e pressão não correspondem ao ponto de saturação. Para uma pressão de 3,8 bar temos uma temperatura de cerca -14°C, que difere em cerca de 10 °C da temperatura registada nesse momento. Uma possível fonte de erro poderá ser o manómetro que regista a pressão mínima do ciclo. Uma pequena variação deste valor acarreta uma grande variação na respectiva temperatura de saturação.

Desenvolvimento de uma bomba de calor

Com este ciclo conseguiu-se obter uma potência frigorífica semelhante à indicada pelo fabricante do compressor utilizado. De salientar que para o sistema actual poderia ter sido utilizado o bico de 2 mm de diâmetro na válvula de expansão uma vez que a potência frigorífica ronda o 2 kW. Contudo, não foi testado o bico inferior pois o sistema encontra-se no limite de capacidade do bico de 2 mm.

12. Sexta evolução

Nesta fase procedeu-se à introdução de um permutador de calor interno de modo a melhorar o desempenho do sistema (Figura 50). Este permite uma diminuição da temperatura à entrada da válvula de expansão, que irá ter como consequência um aumento da capacidade frigorífica. Para além disso, ajuda a garantir que todo o vapor que passou no condensador está no estado de líquido comprimido.

O permutador de calor ajuda a garantir que à entrada do compressor apenas tenhamos vapor. Este ponto é crítico para o funcionamento do sistema visto que o compressor alternativo do tipo hermético não permite a entrada de líquido no mesmo.

Antes de se proceder a mais testes no sistema, foi efectuada uma limpeza ao fluído existente nos reservatórios de AQS e CT de modo a eliminar resíduos que possam provocar o mau funcionamento dos permutadores de placas. Após o enchimento dos mesmos, foi efectuada uma nova medição do volume de água introduzida, sendo o novo valor para a massa de água de cada um dos depósitos de 380 kilogramas.

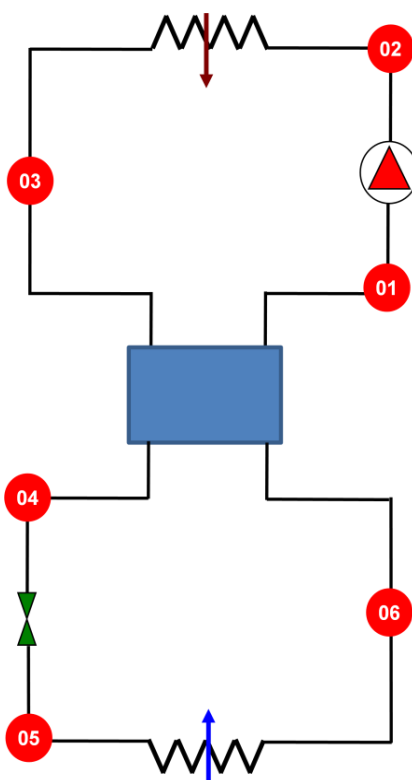


Figura 50 - Esquema do circuito com permutador de calor interno

Este ciclo foi testado com a válvula de expansão com equalização de pressão interna (TS2) e com o bico de diâmetro 3 mm.

Nesta evolução foram ainda introduzidos três sensores de temperatura Pt₁₀₀ de modo a possibilitar uma melhor leitura das temperaturas do ciclo. Em especial as temperaturas mais elevadas, uma vez que até ao momento apenas se possuía um sensor de temperatura portátil com capacidade de leitura de temperaturas acima dos 40 °C.

O permutador de calor introduzido no sistema foi executado por um dos funcionários da Martifer Ener-Q. Este foi construído em tubo de cobre de 8 mm e comprimento de 1 metro. Apresenta-se de seguida um esquema representativo do componente construído (Figura 51).

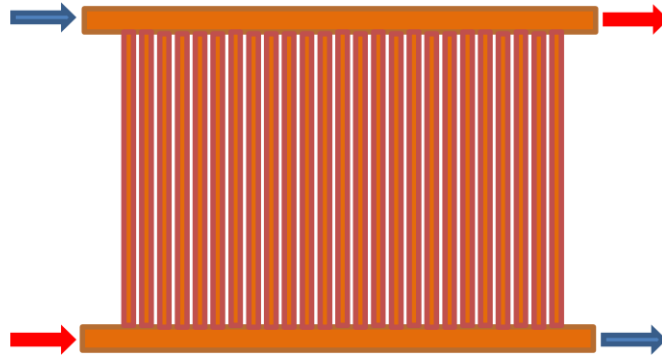


Figura 51 - Permutador de calor interno

O permutador de calor é constituído por dois componentes como o apresentado. Numa parte circula o líquido que é encaminhado para a válvula de expansão e no outro circula o vapor proveniente do evaporador. O contacto entre as placas foi efectuado por brasagem para aumentar o coeficiente de transmissão de calor. Todo o componente foi isolado com poliuretano de tal modo que se poderá dizer que este é praticamente adiabático.

De salientar que este equipamento não é o mais eficiente. Poderia ter sido realizado um permutador de calor em que um fluido circula no interior da tubagem e o outro no seu exterior. Deste modo seria possível diminuir a resistência térmica face ao permutador de calor efectuado. No entanto, este foi o método mais simples para efectuar um permutador de calor recorrendo ao material existente na linha de produção da empresa.

Depois de executado o componente, foi sujeito a uma limpeza com água sob pressão de modo a retirar a maior quantidade de sujidade possível. Numa fase posterior foi sujeito a um teste de estanquicidade com água e seguidamente seco recorrendo-se a ar comprimido.

De salientar que numa fase posterior este componente terá de ser substituído por um permutador de calor mais eficiente e de menores dimensões.

12.1 Resultados obtidos

Neste ciclo apenas foram obtidas as pressões mínima e máxima do ciclo, sendo que estas são a pressão à entrada e saída do compressor respectivamente.

Desenvolvimento de uma bomba de calor

Tabela 10 - Resultados experimentais do ciclo com permutador de calor interno

Tempo	T1	T2	T3	T4	T5	T6	AQS	P _{max}	P _{min}	W _{sist}	COP	COP
min.	°C	°C	°C	°C			°C	bar	bar	kW	Entalp.	Energ.
t0	7	45	20	18	4	1	17	16	5	1,75	8,92	
h0	225,1	243,1	82,5	79,6	79,6	219,3						
p0	5	16	16	16	5	5						
t30	9	53	26	22	8	5	23,1	17,5	5,8	1,80	6,41	3,00
h30	225,3	250	91,6	85,6	85,6	221						
p30	5,8	17,5	17,5	17,5	5,8	5,8						
t60	10	60	32	28	10	6	28,8	18	6	2,08	4,93	2,42
h60	225,9	257,7	100,8	94,7	94,7	221,9						
p60	6	18	18	18	6	6						
t90	13	65	36	32	12	8	33,8	23	6,2	2,22	5,61	1,99
h90	228,4	254,6	107,6	101,3	101,3	223,4						
p90	6,2	23	23	23	6,2	6,2						
t120	15	67	40	35	14	9	38,5	23	6,8	2,31	5,49	1,80
h120	231,2	257,3	114	106	106	225,3						
p120	6,8	23	23	23	6,8	6,8						
t150	17	70	43	39	15	10	42,4	25	6,9	2,30	5,20	1,50
h150	230,9	257,5	119,1	112,6	112,6	223,8						
p150	6,9	25	25	25	6,9	6,9						

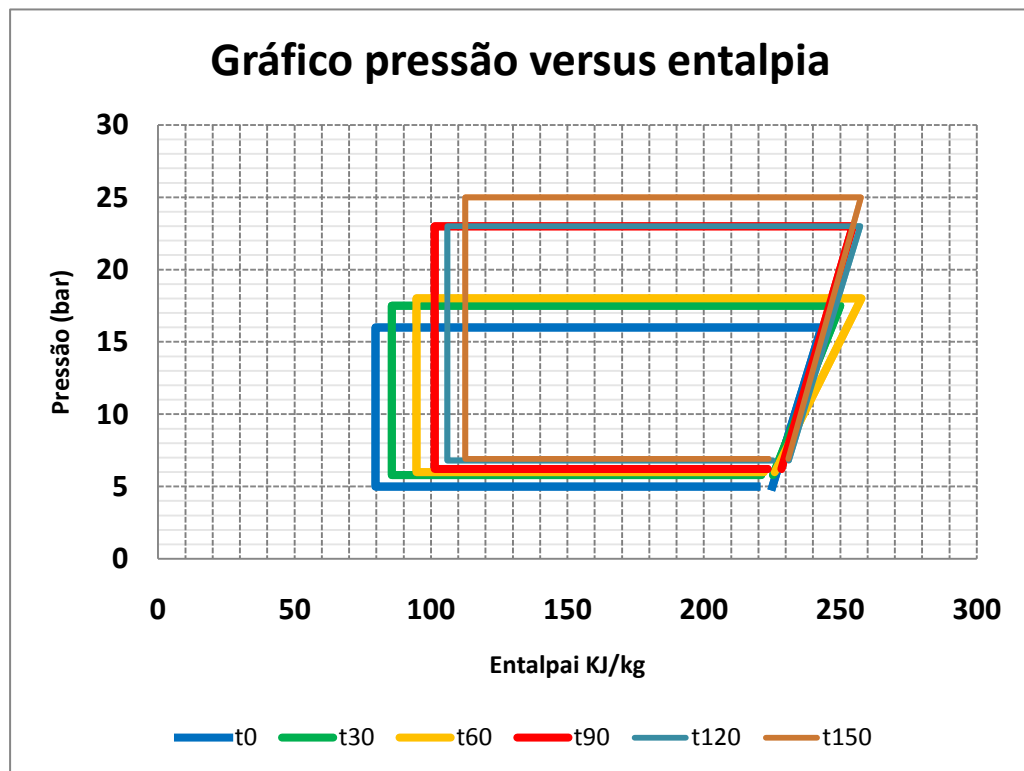


Figura 52 - Gráfico da evolução do ciclo com permutador de calor interno

12.2 Discussão

Analisando os dados obtidos (Tabela 10 e Figura 52) experimentalmente podemos tirar algumas ilações, nomeadamente que o COP da instalação para a temperatura do depósito de AQS piorou ligeiramente. No caso com permutador de calor, para uma temperatura de 33,8°C temos um COP de aproximadamente 2. Já no caso do ciclo simples, para uma temperatura do reservatório de AQS de 36,3 temos um COP de 2,17. Estes valores são demasiado próximos, uma vez que a medição da temperatura dos reservatórios não são muito exactas, não podemos tirar conclusões precipitadas.

Quanto ao funcionamento do permutador de calor interno, verifica-se que este funciona de modo correcto. Através da introdução do mesmo é possível obter um arrefecimento da temperatura do fluído à entrada da válvula de expansão de aproximadamente 4°C

Relativamente ao vapor que circula na outra parte do permutador, consegue-se um aquecimento de cerca 4°C.

Outro factor a salientar reside na potência absorvida pelo compressor. Como facilmente se pode verificar, este valor cresce mais rapidamente no presente caso do que no ciclo simples. Por exemplo, para uma temperatura do reservatório de AQS de 42,4°C, no caso em estudo temos uma potência absorvida de 2,3 kW. Já no sistema anterior, para uma temperatura de 44,5°C temos uma potência absorvida pelo compressor de apenas 1,9 kW. Como facilmente se pode verificar, este valor é demasiado díspar do valor obtido com o ciclo actual.

Uma causa do aumento de potência absorvida pelo compressor reside no facto de actualmente se ter um sobreaquecimento demasiado elevado à entrada do compressor. Ao fim de 150 minutos temos uma pressão de evaporação de 6,9 bar, à qual corresponde uma temperatura de evaporação de aproximadamente 4°C. Como se pode verificar, para o mesmo instante, a temperatura à entrada do compressor é de 17°C sendo o sobreaquecimento de 13°C. Deste modo, o volume específico do fluído refrigerante aumenta, aumentando a potência de compressão.

Outro problema inerente à introdução do permutador de calor interno poderá residir nas perdas de carga impostas pelo mesmo, provocando deste modo um decréscimo na performance do sistema.

Se analisarmos as temperaturas T_5 e T_6 , respectivamente à entrada e saída do evaporador, rapidamente se conclui que estas não correspondem ao esperado. A temperatura à saída do evaporador é inferior à temperatura à sua entrada. Visto isto, procedeu-se a uma abertura da zona de distribuição de fluído no interior do evaporador para verificar se existia alguma anomalia. Deste modo, verificou-se que o fluído refrigerante ao passar na tubagem que distribui o fluído pelo evaporador estava a uma temperatura consideravelmente inferior à temperatura que este sai da válvula de expansão.

Na figura seguinte (Figura 53) mostra-se o interior do evaporador em questão. Para evitar o sucedido, foi efectuada uma alteração à tubagem de distribuição. A tubagem de pequeno diâmetro que se pode ver pela imagem seguinte foi substituída por tubo de cobre de diâmetro interior de 8 mm de modo a evitar a expansão do refrigerante à entrada do evaporador (Figura 54).

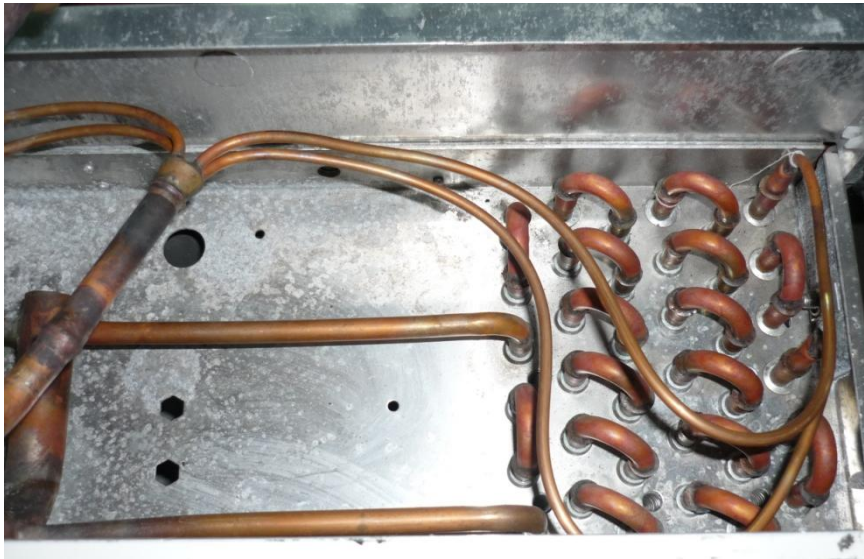


Figura 53 - Fotografia do divisor de caudal do evaporador

Como já tínhamos visto, o fluído utilizado na instalação expande com uma grande facilidade. A presença do ramal de distribuição à entrada do evaporador provoca uma queda de pressão que tem como consequência um abaixamento da temperatura do refrigerante.



Figura 54 - Fotografia do interior do evaporador após alteração

13. Sétima evolução

Nesta etapa foi efectuado um teste ao sistema com o intuito de aproveitar ao máximo as trocas de calor do sistema. Efectuou-se o aquecimento do depósito de AQS e o arrefecimento do reservatório de CT em simultâneo.

Para efectuar este teste foram realizadas novas ligações no circuito. No entanto, a partir deste momento será possível proceder ao teste de qualquer variante do sistema (apenas aquecimento do depósito de AQS, apenas arrefecimento do depósito de CT ou arrefecimento e aquecimento em simultâneo). Para que tal seja possível foram introduzidas válvulas de corte manuais de modo a proceder às alterações necessárias.

Neste ciclo, o permutador de placas que funciona entre o circuito primário e o depósito de AQS funciona como condensador e o permutador entre o sistema e o depósito de conforto térmico funciona como evaporador. Neste ciclo pode considerar-se que todas as trocas de energia são úteis. Sendo assim, podemos ter um COP energético que será a soma do COP de calor (COP(+)) e do COP de frio (COP(-)).

13.1. Resultados obtidos

Tabela 11 - Resultados experimentais

Tempo	T1	T2	T3	T4	T5	T6	AQS	CT	P _{max}	P _{min}	W _{sist}	COP (+)	COP (-)
min.	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	bar	bar	kW	Energ.	Energ.
t0	19	52	26	25	2	15	23,1	18,4	11	4	1,66		
h0	238,4	260	231,7	230,5	230,5	234,7							
p0	4	11	11	11	4	4							
t30	19	68	29	27	2	12	27,5	14	12	4,2	1,71	2,27	2,27
h30	238	275,6	232,8	230,5	230,5	231,5							
p30	4,2	12	12	12	4,2	4,2							
t60	19	71	32	31	4	9	31,6	10,2	13	4,4	1,83	1,98	1,84
h60	237,7	277,6	234	232,8	232,8	228,3							
p60	4,4	13	13	13	4,4	4,4							
t90	20	73	35	34	6	7	35,8	6,9	15	4,8	1,92	1,93	1,52
h90	237,9	277,2	232,9	103,6	103,6	225,5							
p90	4,8	15	15	15	4,8	4,8							
t120	20	75	39	37	8	4	39,7	4,5	16	5	1,97	1,75	1,08
h120	238	278	120	110	110								
p120	5	16	16	16	5	5							

13.2. Discussão

Perante os resultados obtidos (Tabela 11) podemos tirar a conclusão de que a performance do equipamento é relativamente elevada. Como facilmente se pode verificar, mesmo para uma temperatura do reservatório de AQS de 35,8 °C e do reservatório de CT de 6,9 °C o sistema ainda possui um COP total de 3,45.

Quanto ao funcionamento do ciclo observaram-se alguns problemas. Um dos principais problemas residia na pressão máxima do ciclo. Como facilmente se pode verificar, este valor é relativamente baixo. Por exemplo, passados 90 minutos temos uma pressão de 15 bar, sendo a temperatura de saturação correspondente de aproximadamente 32 °C. Como nesse instante o fluido do reservatório está acima desse valor o fluido refrigerante não está a condensar. Isto significa que a maior parte do calor fornecida ao sistema se realiza no arrefecimento do fluido refrigerante e não na sua condensação. Este facto pode ser facilmente verificado através dos valores de entalpia obtidos para o ponto 3 (à saída do condensador). No entanto, estes valores poderão não corresponder à realidade uma vez que uma diferença de um grau na medição da temperatura poderá significar que o fluido refrigerante está ou não na zona de saturação.

Outra questão importante reside nas temperaturas à entrada e saída do condensador. Estas temperaturas poderão ser significativamente diferentes dos valores de temperatura obtidos para a temperatura média do reservatório.

Outra questão que deverá ser aqui analisada centra-se nas trocas de calor do sistema. Para tal, foram efectuados alguns cálculos de modo a ter uma noção das perdas térmicas existentes no equipamento.

Aplicando a primeira lei da termodinâmica ao sistema actual temos:

$$\dot{Q}_{CT} + \dot{W}_{sist} = \dot{Q}_{AQS}$$

Comparando o valor obtido para a potência trocada com o reservatório de AQS na expressão anterior pelo valor obtido experimentalmente, obtêm-se as perdas do sistema.

$$Perdas = \dot{Q}_{CT} + \dot{W}_{sist} - \dot{Q}_{AQS}$$

Tabela 12 - Potências trocadas pelo sistema

Tempo	Q _{AQS}	Q _{CT}	W _{sist}	Q _{CT} +W _{sist}	Perdas
min	KW	kW	kW	kW	kW
30	3,89	3,89	1,71	5,60	1,71
60	3,62	3,36	1,83	5,19	1,56
90	3,71	2,92	1,92	4,84	1,12
120	3,45	2,12	1,97	4,09	0,64

Analisando a Tabela 12 e tendo em conta as equações anteriormente apresentadas, podemos verificar que inicialmente as perdas possuem um significado maior do que após 120 minutos de funcionamento.

O valor para as perdas ao minuto 30 é demasiado elevado. No entanto, tal facto poderá dever-se ao processo de medição da temperatura dos reservatórios. Estas temperaturas poderão não estar a ser obtidas correctamente. Um pequeno desvio na obtenção destes valores alteram em grande medida os valores de potência calculados.

Analizando a posição dos sensores que se encontram no interior dos reservatórios, rapidamente se conclui que o problema na medição de temperaturas poderá aí residir (Figura 55).

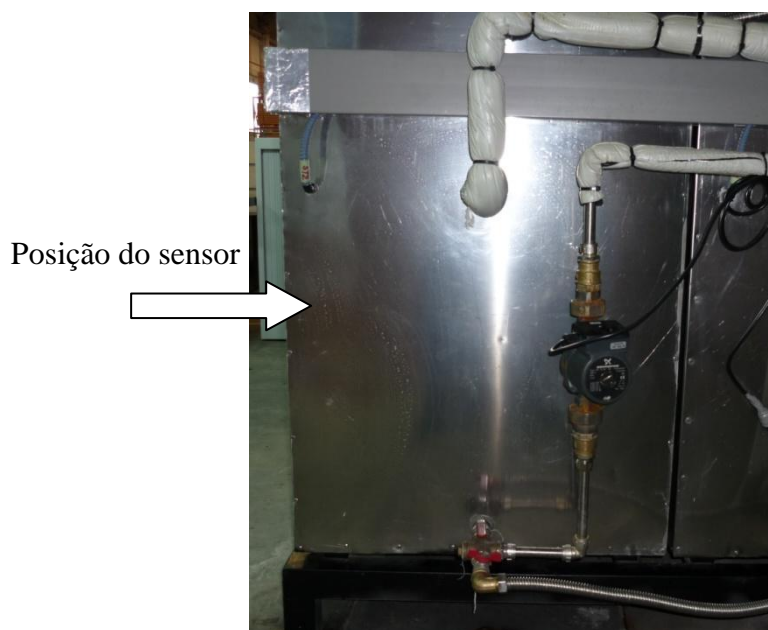


Figura 55 - Fotografia do reservatório de AQS

Possíveis fontes de erro na obtenção da temperatura média dos reservatórios:

- O sensor de temperatura encontra-se demasiado encostado à parede do reservatório podendo estar a ler uma temperatura errada.
- O posicionamento na vertical poderá não ser o mais adequado para obter uma temperatura média.
- A zona onde se encontra o sensor está muito perto do local de entrada e saída de água para fazer a permuta de calor no permutador de placas.

Como o fluído que vem do permutador de placas possui uma temperatura cerca de 10 graus acima da temperatura do reservatório irá subir ao entrar no mesmo, não atingindo o sensor de temperatura. Deste modo, a temperatura do fluído dos reservatórios aumenta mais rapidamente na sua parte superior. Sendo assim, quando o sistema se encontra em funcionamento existe uma maior estratificação no depósito originando leituras erradas por parte dos sensores de temperatura.

Desenvolvimento de uma bomba de calor

Uma possível forma de se contornar este problema consiste em introduzir vários sensores de temperatura de modo a se poder determinar uma temperatura média do fluído do reservatório.

A proposta apresentada anteriormente não será realizada pois o objectivo da determinação mais exacta de uma temperatura média do fluído dos reservatórios centra-se na obtenção da performance do sistema. Deste modo, poderá ser utilizado outro método para a obtenção das potências trocadas entre a bomba de calor e o fluído dos reservatórios. Apenas se necessita de colocar dois sensores de temperatura, um à entrada e um outro à saída do permutador de placas. Através do incremento de temperatura da água entre a entrada e saída e do caudal que circula na tubagem é possível determinar de modo mais exacto a potência cedida pela bomba de calor ao sistema.

14. Oitava evolução

Nesta nova evolução foram inseridos sensores de temperatura à entrada e saída de ambos os permutadores de placas de modo a determinar as respectivas temperaturas (Figura 56). Foi ainda determinado o caudal que circula em cada um dos permutadores. O método ao qual se recorreu para determinar esses valores foi o mais simples e eficaz. Foi efectuado um corte na instalação de modo a poder retirar para um balde o fluído que circula no permutador ao mesmo tempo que se registava o tempo decorrido. Por fim, recorrendo-se à expressão seguinte obtém-se o valor do caudal mássico que circula na instalação.

$$\dot{m} = \Delta M / \Delta t$$

Na expressão apresentada, o valor de ΔM corresponde à variação da massa do balde, correspondendo à massa de água introduzida no mesmo.

Recorrendo ao valor do caudal mássico e dos valores à entrada e saída do fluído nos permutadores é possível determinar de modo mais preciso o valor da potência cedida ou retirada aos reservatórios, assim como o valor do COP energético do sistema.

Expressão para o cálculo da potência cedida ao reservatório:

$$\dot{Q}_{AQS} = \dot{m} * c_p * \Delta T$$

Para o cálculo do valor do COP energético temos:

$$COP_{energ.} = \dot{Q}_{AQS} / \dot{W}_{sist}$$

Procedeu-se de novo ao aquecimento do reservatório de AQS de modo a verificar as diferenças no valor do COP energético calculado com recurso às temperaturas de entrada e saída do fluído no permutador de placas face ao COP obtido com base na temperatura média do reservatório.

Nesta solução foi introduzido um bico de diâmetro 6 na válvula de expansão para visualizar a diferença face aos sistemas anteriores.



Figura 56 - Fotografia dos sensores à entrada e saída do condensador

14.1. Resultados obtidos

Tabela 13 - Temperaturas obtidas durante o funcionamento do ciclo

Tempo	T1	T2	T3	T4	T5	T6	AQS
min.	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
t0	4	46	31	29	15	9	25,7
h0	58,7	250	232,8	95,7	95,7	222,4	
p0	6	13	13	13	6	6	
t10	4	47	32	30	15	9	28,4
h10	58,7	250,4	232,8	97,3	97,3	222,4	
p10	6	13,5	13,5	13,5	6	6	
t20	4	48	34	32	16	9	30,2
h20	58,7	249,7	232,9	100,5	100,5	222,4	
p20	6	14,5	14,5	14,5	6	6	
t30	4	49	35	33	17	9	31,8
h30	58,7	250	232,9	102,1	102,1	224,4	
p30	6,2	15	15	15	6,2	6,2	
t60	6	51	40	37	18	10	37,1
h60	61,5	248,5	234,3	108,6	108,6	224,8	
p60	6,5	17	17	17	6,5	6,5	
t120	9	57	47	44	21	13	45,8
h120	65,8	248,9	196,4	120,3	120,3	226,2	
p120	7,2	20,5	20,5	20,5	7,2	7,2	

Tabela 14 - Alguns resultados experimentais

Tempo	AQS	T _{cond-e}	T _{cond-s}	W _{sist}	Q _{AQS}	Q _{AQS_2}	COP	COP ₂
min.	°C	°C	°C	kW	kW	kW	Energ.	Energ.
0	25,7	24	33	1,98	7,16		3,62	
10	28,4	25	34,5	2	7,56	7,16	3,78	3,58
20	30,2	27,5	35,5	2,05	6,36	4,77	3,10	2,33
30	31,8	30	38	2,11	6,36	4,24	3,02	2,01
60	37,1	35	42	2,22	5,57	4,68	2,51	2,11
120	45,8	45	50	2,53	3,98	3,84	1,57	1,52

Na tabela acima apresentada (Tabela 14) o valor de Q_{AQS} corresponde à potência obtida recorrendo-se às temperaturas de entrada e saída do permutador de placas. Quanto ao valor de Q_{AQS_2} corresponde ao valor de potência determinada através da temperatura média do reservatório. O mesmo se aplica aos valores do COP e do COP₂.

14.2. Discussão

Nesta etapa conseguiu-se melhorar o método para determinar o valor do COP energético do sistema. Esta afirmação pode facilmente ser sustentada pelos valores obtidos experimentalmente no teste anterior. O resultado obtido pelo novo método é mais linear do que o valor obtido com recurso à temperatura média do reservatório.

Quanto ao funcionamento do ciclo, verifica-se um problema no permutador de calor interno (Tabela 13). Analisando os valores de temperatura dos pontos 6 e 1 verifica-se que existe um arrefecimento quando deveria existir um aquecimento do vapor que aí circula. No entanto, analisando as temperaturas de entrada e saída do líquido no permutador (pontos 3 e 4), rapidamente se conclui que a leitura das temperaturas não está a ser efectuada de modo correcto. Isto poderá dever-se ao fraco contacto entre os sensores de temperatura e a tubagem. Apesar de os sensores estarem revestidos com isolamento, em conjunto com a tubagem, estes poderão ter-se deslocado obtendo-se temperaturas erradas. Para evitar o sucedido procedeu-se a uma remoção de todos os sensores de temperatura do local de medição, verificando-se que os sensores em questão para além de possuírem fraco contacto com a tubagem, possuíam uma pequena camada de resíduos entre estes e a tubagem do circuito.



Figura 57 - Fotografia do bulbo do sensor de temperatura com fraco contacto entre este e a tubagem

O sensor apresentado na imagem acima ter-se-á deslocado do seu local devido a vibrações existentes na tubagem (Figura 57).

Visto isto, foi efectuada uma limpeza nas zonas onde estavam inseridos os sensores de temperatura com auxílio de uma lixa e posteriormente colocou-se novamente os sensores no local tendo especial cuidado para que a área de contacto entre o sensor e a tubagem fosse maximizada (Figura 58).

Desenvolvimento de uma bomba de calor



Figura 58 - Fotografia do bolbo do sensor de temperatura após limpeza da tubagem

15. Nona evolução

Nesta nova fase foi testado o ciclo com permutador de calor interno, apenas com a diferença de que o objectivo do ciclo agora é retirar calor no reservatório de conforto térmico.

Neste ciclo o permutador de placas que faz a transferência de calor do depósito de conforto térmico para o sistema funciona como evaporador. Quanto ao evaporador a ar, neste sistema funciona como condensador. Os evaporadores e condensadores possuem as mesmas características de tal modo que praticamente todos estes componentes podem funcionar tanto como evaporador como condensador.

15.1. Resultados obtidos

Tabela 15 - Temperaturas obtidas durante o funcionamento do ciclo

Tempo	T1	T2	T3	T4	T5	T6	CT
min.	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
t0	14	70	42	40	17	10	11,6
h0	229,4	271	237	234,3	234,3	225,4	
p0	6,2	17	17	17	6,2	6,2	
t10	12	68	40	38	17,5	9,8	10,7
h10	227,8	269,5	235,6	110,1	110,1	225,7	
p10	6	16,5	16,5	16,5	6	6	
t30	11	67	40	37	17	9	9,1
h30	227,7	269,1	236,8	148	148	225,8	
p30	5,6	16	16	16	5,6	5,6	
t60	8	66	38	35	16	7,5	6,8
h60	225,2	268,7	235,5	105,3	105,3	224,7	
p60	5,4	15,5	15,5	15,5	5,4	5,4	
t90	6	65	36	35	15	6	4,9
h90	224,1	268,3	234,1	232,9	232,9	224,1	
p90	5	15	15	15	5	5	

Tabela 16 - Outros valores experimentais

Tempo	CT	T _{cond-e}	T _{cond-s}	W _{sist}	Q _{CS}	Q _{CS-2}	COP	COP ₂
min.	°C	°C	°C	kW	kW	kW	Energ	Energ
0	11,6	12	8	2,25	4,02		1,79	
10	10,7	12	7	2,2	5,02	2,39	2,28	1,08
30	9,1	9,5	5	2,14	4,52	2,12	2,11	0,99
60	6,8	9	4	2,09	5,02	2,03	2,40	0,97
90	4,9	6	2	2,03	4,02	1,68	1,98	0,83

15.2. Discussão

Verificou-se novamente a discrepância de valores no cálculo do COP energético do sistema através dos dois métodos analisados anteriormente. Em alguns instantes esta diferença pode atingir mais de um valor. Porém, neste momento verificou-se alguma instabilidade no cálculo do COP do sistema recorrendo às temperaturas de entrada e saída do evaporador. Tal facto deve-se à falta de exactidão na medição das referidas temperaturas. Os sensores instalados possuem uma resolução de apenas 0,5°C. Esta diferença traduz-se numa diferença no cálculo da potência de aproximadamente 500 watts. No entanto, devido à falta de um melhor sistema para a medição de temperaturas, este será o sistema utilizado.

Chegando a este ponto, verifica-se que o sistema tem a capacidade de colocar o reservatório de conforto térmico à temperatura que se pretendia no projecto da bomba de calor. Foi ainda verificado que a temperatura atingida no reservatório é suficientemente baixa para ser usada em ventilo convectores. Para tal, foi determinada a temperatura que se consegue atingir à saída de um ventilo convector com o auxílio de um sensor de temperatura (Figura 59).



Figura 59 - Leitura da temperatura do ar à saída do ventilo convector

16. Décima evolução

Nesta secção analisa-se o ciclo apresentado na figura abaixo indicada (Figura 60). Neste ciclo foi introduzido um separador de líquido de modo a garantir que apenas temos líquido a ser encaminhado para o evaporador. O vapor remanescente no separador é enviado para o compressor, passando antes pelo permutador.

De modo a tentar minimizar o problema com a medição das temperaturas do ciclo foi efectuada uma leitura de todas as temperaturas do ciclo antes de este ser colocado em funcionamento de modo a permitir identificar possíveis erros na medição das mesmas.

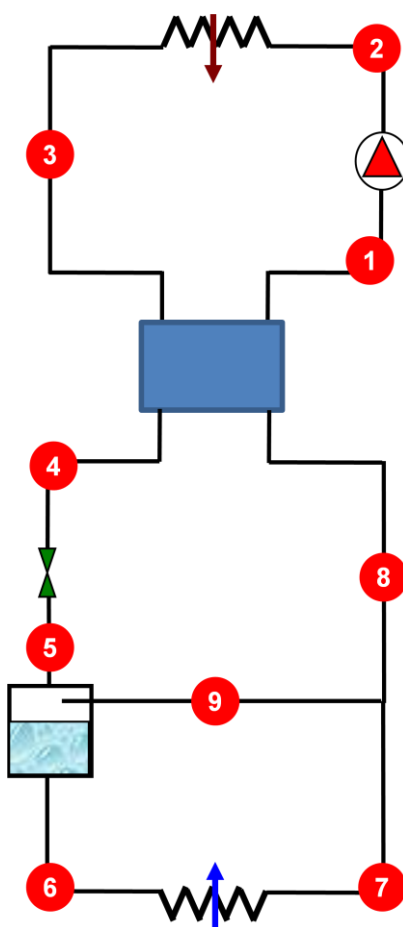


Figura 60 - Esquema do ciclo implementado

Todos os restantes componentes do ciclo se mantêm face aos sistemas anteriores. Apenas a quantidade de fluído que se encontra na instalação se estima que ronde o valor de 2500 gramas. Esta propriedade não foi devidamente quantificada uma vez que sempre que se procedem a alterações ao ciclo se perde alguma quantidade de fluído frigorífico. No presente caso, a introdução do separador requer que se introduza uma maior quantidade de refrigerante face aos sistemas anteriores.

De salientar que o separador de líquido utilizado foi preparado recorrendo-se a um acumulador de líquido. Foi efectuado um furo na parte superior de modo a extrair o vapor existente no seu interior.

16.1. Resultados obtidos

Tabela 17 - Resultados experimentais

Tempo	AQS	T _{cond-e}	T _{cond-s}	P _{max}	P _{min}	W _{sist}	Q _{AQS}	Q _{AQS-2}	COP	COP ₂
min.	°C	°C	°C	bar	bar	kW	kW	kW	Energ.	Energ.
-	30	31	31	10	11	0				
0	30,9	31	39,5	14,5	6	2	6,76		3,38	
10	33,1	31	38	15	5,6	2,02	5,57	5,83	2,76	2,89
20	34,4	33,5	40	16	5,8	2,05	5,17	3,45	2,52	1,68
30	35,5	35	41	16	5,8	2,07	4,77	2,92	2,31	1,41
60	39,6	39,5	44,5	18	6	2,24	3,98	3,62	1,78	1,62

Nesta fase apenas se apresentam os resultados referentes às temperaturas do reservatório de AQS e temperaturas à entrada e saída do permutador de placas (Tabela 17), pois o cálculo mais eficaz para a performance da bomba de calor baseia-se nessas temperaturas. As temperaturas nos diferentes pontos do ciclo podem ser consultadas nos anexos.

16.2. Discussão

Perante os resultados obtidos verifica-se um decréscimo na performance do sistema face aos resultados obtidos no caso anterior. Para uma temperatura de entrada da água no condensador de 35 °C temos actualmente um COP de 2,31 enquanto no ciclo anterior o sistema possuía um COP de 2,51. O valor do COP calculado com recurso ao valor da temperatura média do fluido dos reservatórios também piorou, podendo deste modo concluir-se que a performance do sistema foi inferior.

17. Décima primeira evolução

Devido aos fracos resultados obtidos através do sistema anterior passou-se novamente ao sistema com permutador de calor interno, no entanto, foi mantido o separador de líquido bloqueando-se a passagem do vapor pela parte superior. Deste modo, passamos a ter um acumulador de líquido após a válvula de expansão. Este equipamento é normalmente utilizado antes da válvula de expansão de modo a garantir que apenas temos líquido à sua entrada. Contudo, foi testado o sistema conforme se mostra na figura seguinte de modo a determinar o comportamento do mesmo (Figura 61).

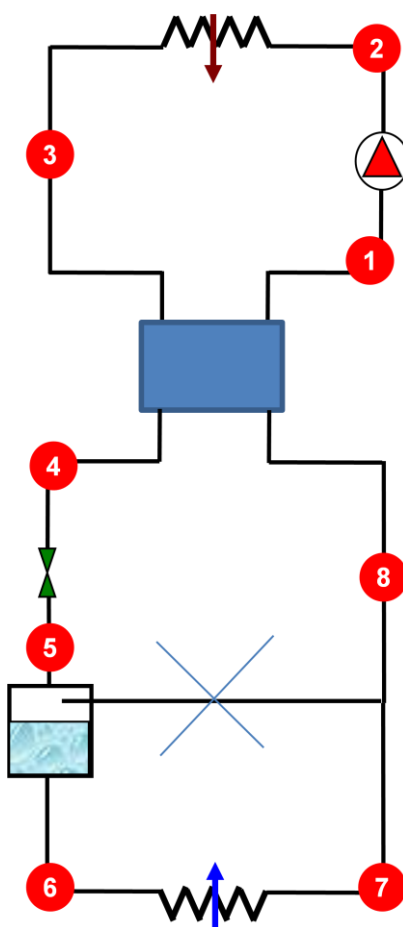


Figura 61 - Esquema do ciclo implementado

17.1. Resultados

Tabela 18 - Resultados experimentais

Tempo	AQS	T _{cond_e}	T _{cond_s}	P _{max}	P _{min}	P _{valv}	W _{Sist}	Q _{AQS}	Q _{AQS_2}	COP	COP ₂
min.	°C	°C	°C	bar	bar	bar	kW	kW	kW	Energy	Energy
0	25,2	23,5	32,5	14	5,8	8,2	2,01	9,04		4,50	
10	27,3	23,5	33,0	15	6,0	8,6	2,09	9,55	5,57	4,57	2,66
20	29,4	28,5	35,5	16	6,2	8,8	2,16	7,03	5,57	3,26	2,58
30	31,4	30,0	37,0	17	6,4	9,0	2,22	7,03	5,30	3,17	2,39
40	33,3	32,0	39,0	17	6,6	9,4	2,29	7,03	5,04	3,07	2,20
50	35,3	34,0	41,5	18	6,8	9,6	2,35	7,54	5,30	3,21	2,26

17.2. Discussão

Perante os resultados obtidos (Tabela 18) podemos verificar uma melhoria do COP do ciclo actual face ao mesmo sistema sem o acumulador de líquido à entrada do evaporador. Para a temperatura de entrada da água no condensador de 34°C, no presente caso, temos um COP de 3,21. Face ao valor obtido com o sistema sem o acumulador de líquido, este obteve um COP 1,3 vezes superior. Este valor é demasiado elevado e terá de ser analisado com cuidado de modo a não induzir em erro (um incremento de 30 % no valor do COP deste tipo de sistemas é considerado elevado).

Devido aos problemas na medição das temperaturas podemos ter incorrido em vários erros de medição das mesmas. Podem ter ocorrido erros na leitura das temperaturas devido a má colocação dos sensores de temperatura ou até mesmo a necessidade de calibração destes.

No entanto, analisado o sistema actual em comparação com o sistema do ponto 14 em termos da temperatura do depósito acumulador, no sistema actual conseguiu-se elevar a temperatura desde os 25,2°C até aos 35,3°C em 50 minutos. No caso do sistema analisado no ponto 14, fazendo-se duas interpolações para determinar o tempo necessário para aquecer desde os 25,7°C até aos 35,7°C temos um intervalo de tempo de 52 minutos. Apesar do cálculo efectuado não ser o mais adequado para determinar o intervalo de tempo necessário para realizar o mesmo aquecimento que o efectuado no sistema actual, podemos concluir que houve uma pequena melhoria, não sendo no entanto significativa.

18. Décima segunda evolução

Nesta secção foi testado novamente o sistema com permutador de calor interno (Figura 64) apenas com a diferença no bico da válvula de expansão que apresentava um de diâmetro 5 mm.

Antes de se proceder a este novo teste foi consultado um vendedor de equipamento para refrigeração com vista a adquirir conhecimento relativamente ao processo de enchimento de uma instalação. Este recomendou que se efectuasse um vácuo de cerca de 30 minutos, no entanto, o compressor que possuíamos não era o melhor para o efeito.

De forma a efectuar o melhor vácuo possível colocou-se o compressor da bomba de calor em funcionamento com o circuito fechado após a sua saída. Deste modo, foi possível retirar uma maior quantidade de ar da instalação, verificando-se que a pressão atingiu um nível relativamente inferior face ao uso do compressor de vácuo usado anteriormente.

Para permitir retirar o ar da instalação foi introduzida uma válvula de enchimento (Figura 62). Esta irá ser utilizada também para fazer o carregamento do sistema.



Figura 62- Válvula de enchimento

Quanto ao enchimento do circuito, este foi efectuado directamente da garrafa de R404A de modo a evitar a entrada de ar para a instalação. Esta deverá estar na sua posição invertida de modo a garantir a entrada de líquido no sistema (Figura 63).



Figura 63 - Enchimento do circuito

Desenvolvimento de uma bomba de calor

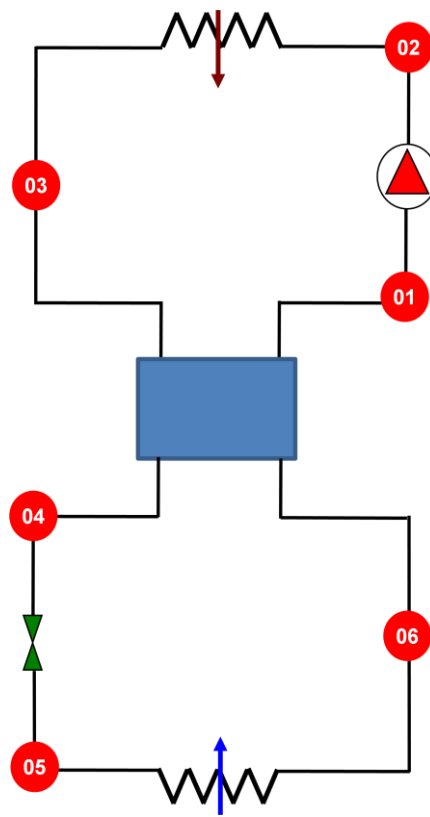


Figura 64 - Esquema do ciclo implementado

18.1. Resultados

Tabela 19 - Resultados experimentais

Tempo	AQS	$T_{\text{cond-e}}$	$T_{\text{cond-s}}$	P_{max}	P_{min}	P_{valv}	W_{sist}	Q_{AQS}	$Q_{\text{AQS-2}}$	COP	COP_2
min.	°C	°C	°C	bar	bar	bar	kW	kW	kW	Energ.	Energ.
-	23,4	24	24	10	10,6	11	-	-	-	-	-
0	23,5	24	36	14	6,8	8,8	2,12	9,55	-	4,50	-
10	28	24	36,5	14	6,6	8,6	2,14	9,94	11,93	4,65	5,58
30	31,8	29	41	15,5	6,6	8,8	2,26	9,55	5,04	4,22	2,23
50	36,2	34	45,5	17	7	9,2	2,35	9,15	5,83	3,89	2,48
60	38,4	36	47	18	7,2	9,6	2,4	8,75	5,83	3,65	2,43
80	42,3	41	51	19,5	7,4	10	2,5	7,95	5,17	3,18	2,07
100	45,8	45	54	21	7,6	10,4	2,61	7,16	4,64	2,74	1,78
120	48,9	48,5	56,5	22,5	7,8	10,8	2,7	6,36	4,11	2,36	1,52
140	51,7	52	60	24	8	11	2,78	6,36	3,71	2,29	1,34
160	54,2	55	62,5	25	8,2	11,2	2,86	5,97	3,31	2,09	1,16

18.2. Discussão

Analisando os resultados experimentais face aos resultados obtidos com o mesmo ciclo (capítulo 14) verifica-se um incremento significativo da performance do mesmo (Tabela 19). Sendo assim verifica-se que o processo de enchimento do sistema é de vital importância para o funcionamento do mesmo.

Perante os resultados auferidos, o passo seguinte seria a construção de um ciclo como o apresentado neste capítulo numa forma mais compacta. Porém, irá construir-se um ciclo simples devido à sua facilidade de construção e essencialmente devido à falta de componentes para a construção do sistema. Para a elaboração do sistema actual numa forma mais compacta seria necessário um permutador de elevada eficiência e pequenas dimensões, no entanto este componente possui um custo elevado.

19. Décima terceira evolução

Neste capítulo é abordada a construção de um ciclo simples de reduzidas dimensões. O objectivo deste sistema consiste em realizar o aquecimento dos reservatórios separadamente ou em conjunto. Para tal, foram introduzidas duas electroválvulas de modo a controlar o fluxo do fluído refrigerante.

Os restantes componentes foram retirados da instalação anterior e colocados no novo sistema.

Os componentes utilizados foram (Figura 65):

- 1 Compressor de alta pressão
- 1 Permutador de placas
- 1 Evaporador
- 1 Válvula de expansão com equalização de pressão interna



Figura 65 – Permutadores de placas e sensores de temperatura associados

Todas as ligações foram efectuadas por brasagem tendo sempre o máximo cuidado de modo a evitar que se acumule sujidade no seu interior. Para tal foi efectuada uma limpeza com o auxílio de ar comprimido aos componentes nos quais se executaram as soldaduras.

Para além dos componentes principais do sistema foram inseridos sensores de temperatura no circuito de modo a permitir a determinação de todos os pontos do ciclo. De salientar que apenas foram introduzidos dois manómetros, um à saída e outro à entrada do compressor. Como sabemos existem perdas de carga, essencialmente no evaporador e no condensador, no entanto estas não irão ser contabilizadas.

Foi ainda introduzido um pressostato no sistema de modo a ser possível proceder ao arranque e paragem do sistema de forma automática (Figura 66).

Desenvolvimento de uma bomba de calor



Figura 66 - Compressor e pressostato associado



Figura 67 - Sistema completo e reservatórios associados

Desenvolvimento de uma bomba de calor

Efectuado o novo sistema, foi realizado todo o procedimento necessário para eliminação de fugas e posteriormente efectuado vácuo utilizando o compressor introduzido no mesmo. De seguida, foi inserido fluído refrigerante ao sistema e este foi colocado em funcionamento de modo a proceder ao aquecimento de ambos os reservatórios. Após algumas horas de funcionamento foi efectuado o descarregamento da instalação e procedeu-se à limpeza do filtro existente à entrada da válvula de expansão. Este processo teve como objectivo a limpeza do circuito, eliminando a maior parte da sujidade remanescente do processo de brasagem.

Após isto foi colocado o compressor em funcionamento de modo a retirar a máxima quantidade de ar possível da instalação. Foi introduzida uma pequena quantidade de fluído refrigerante e colocou-se o sistema em funcionamento. Colocado o sistema no modo de aquecimento foi novamente introduzido fluído refrigerante no sistema até se atingirem as pressões de evaporação e de condensação desejadas.

19.1. Resultados

Tabela 20 - Resultados experimentais para o ciclo simples

Tempo	P _{max}	P _{min}	T _{AQS-e}	T _{AQS-s}	T _{AQS_e_2}	T _{AQS_s_2}	AQS	Q _{AQS}	W _{sist}	COP
min.	bar	bar	°C	°C	°C	°C	°C	kW	kW	Energ.
0	18,0	7,6	31	43	30	42	31,2	8,290	2,35	3,53
10	18,5	7,6	32	44	30	42	36	8,290	2,35	3,53
20	19,5	7,8	34	46	33	44	38,1	7,944	2,45	3,24
25	20,0	7,8	36	47	35	46	38,9	7,599	2,50	3,04
30	20,5	8,0	38	49	37	48	40,1	7,599	2,53	3,00
40	21,0	8,0	40	51	39	49	42,4	7,254	2,58	2,81
50	22,0	8,0	42	53	41	51	44,7	7,254	2,66	2,73
60	23,0	8,2	45	55	44	54	46,6	6,908	2,73	2,53
70	24,0	8,4	47	57	46	56	48,5	6,908	2,82	2,45
80	25,0	8,4	49	59	48	57	50,6	6,563	2,86	2,29
90	26,0	8,4	52	61	50	59	52,4	6,217	2,93	2,12
100	27,0	8,6	53	62	52	61	54,2	6,217	3,00	2,07
110	28,0	8,6	55	64	54	63	55,9	6,217	3,08	2,02
120	29,0	8,6	57	66	56	65	57,7	6,217	3,16	1,97
130	30,0	8,6	59	68	58	67	59,5	6,217	3,24	1,92

Desenvolvimento de uma bomba de calor

Tabela 21 - Temperaturas e pressões obtidas durante o funcionamento do ciclo

Tempo	T1	T2	T3	T4	P _{max}	P _{min}
min.	°C	°C	°C	°C	bar	bar
0	13	56	36	14	17	6,6
10	13	58	36	14	17,5	6,6
20	13	60	38	14	18,5	6,8
25	13	61	40	14	19	6,8
30	14	62	40	14	19,5	7
40	14	64	42	15	20	7
50	14	65	43	16	21	7
60	14	66	44	17	22	7,2
70	14	68	45	17	23	7,4
80	13	69	47	17	24	7,4
90	13	70	48	17	25	7,4
100	13	71	49	17	26	7,6
110	13	73	50	17	27	7,6
120	13	75	51	17	28	7,6
130	13	76	52	18	29	7,6

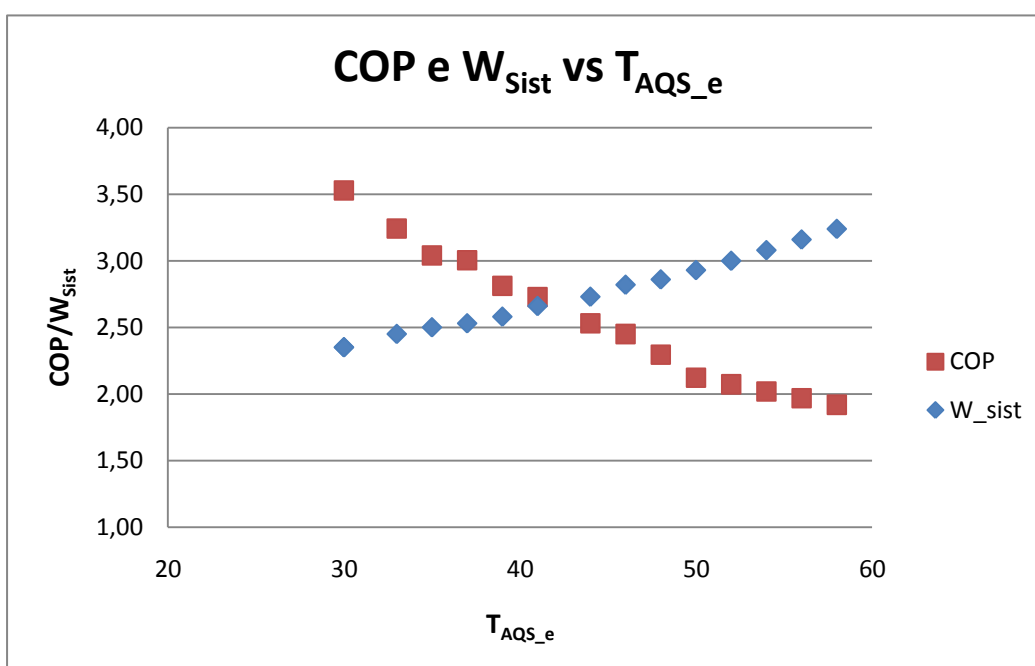


Figura 68 - Gráfico com comparação do COP e trabalho do sistema para diferentes valores de temperatura de entrada da água no permutador de calor

19.2. Discussão

Observando os valores obtidos (Tabela 20 e 21) durante o funcionamento do sistema verificou-se que neste momento se conseguiu obter um COP do sistema, para uma temperatura de entrada da água no condensador de 35°C, de aproximadamente 3 valores. No entanto, ao minuto 25, analisando os valores de Q_{AQS} e W_{Sist} verifica-se que o evaporador não possui capacidade suficiente. Para as pressões do sistema de 7,8 e 20 bar temos umas temperaturas de saturação de 8 e 44°C respectivamente. Analisando o gráfico do compressor de alta pressão (que se encontra em anexo, figura 71) verificamos que a potência frigorífica debitada é aproximadamente 6500 W. Este facto pode também ser constatado se analisarmos as temperaturas obtidas para o funcionamento do ciclo. Verificou-se que à medida que se introduzia refrigerante no sistema, a temperatura à saída do evaporador começava a decrescer.

Contudo, a temperatura de evaporação do sistema situa-se um pouco acima do valor normalmente utilizado pelos fabricantes de bombas de calor para determinação do valor do COP energético. A temperatura de evaporação para a qual se determina o valor do COP é de aproximadamente 0°C.

20. Conclusão e trabalhos futuros

20.1. Conclusão

No início deste trabalho foram analisados os problemas da bomba de calor existente nas instalações da Martifer Ener-Q com vista a resolver os mesmos. Contudo, devido à falta de experiência prática a nível do funcionamento dos equipamentos de refrigeração houve alguma dificuldade em resolver tais problemas. Foi necessária uma aprendizagem no respeitante ao manuseamento de todo o equipamento relativo a todas as operações necessárias ao enchimento do circuito com fluído frigorífico. A realização de um bom vácuo ao sistema e uma correcta introdução de fluído frigorífico na instalação são essenciais para um bom funcionamento de um sistema de compressão de vapor.

Depois de analisados os problemas presentes no protótipo inicial, foi executada uma mesa de teste de modo a facilitar o manuseamento dos equipamentos assim como alterações e reparações que são necessárias efectuar ao sistema.

Numa fase seguinte foi estudado o ciclo de compressão de vapor simples, isto ajudou a compreender o funcionamento dos componentes principais da bomba de calor. Além deste ciclo ser mais simples, os principais construtores de bombas de calor e ar condicionado implementam o ciclo simples nos seus sistemas. É possível obter valores satisfatórios para o COP energético deste tipo de equipamentos com um preço inferior relativamente ao sistema inicialmente apresentado em que se utilizava dois compressores e várias válvulas de expansão. Estes componentes são os elementos de maiores custos no circuito primário.

Posteriormente foi introduzido um permutador de calor no circuito com o intuito de aumentar a performance da bomba de calor. A introdução deste novo componente tem como consequência um aumento das potências frigorífica e calorífica, aumentando no entanto a potência de compressão. O principal problema encontrado resultou do facto do permutador de calor possuir uma elevada perda de carga, degradando a performance da bomba de calor.

Na fase final deste estágio foi elaborado um protótipo de pequenas dimensões. Com este sistema foi possível obter um COP energético de aproximadamente 3 valores, no entanto, as temperaturas de evaporação não são as mesmas que as apresentadas pelos restantes concorrentes. Para tal, era necessária uma fonte de calor a 7°C para possibilitar o teste da bomba de calor com as mesmas condições para as quais os restantes concorrentes apresentam o valor do COP das suas bombas de calor.

Podemos assim concluir que para quem tem pouca experiência prática neste tipo de sistemas é recomendado começar pelos sistemas mais simples.

20.2. Trabalhos futuros

Num futuro próximo deverá ser executado um protótipo com a possibilidade de inversão do ciclo. Este sistema deverá incorporar electroválvulas de modo a possibilitar o controlo automático da bomba de calor.

Numa fase seguinte deveria passar-se para um compressor do tipo scroll de modo a aumentar a eficiência da bomba de calor. Este componente é essencial para um bom desempenho do sistema. O compressor actualmente utilizado é classificado a nível energético com a letra C, sendo o compressor do tipo scroll designado pela letra A. Nesta fase deverão ser efectuados todos os cálculos necessários para proceder à correcta selecção dos equipamentos constituintes da bomba de calor, uma vez que, principalmente o evaporador e os permutadores de placas existentes, poderão não possuir capacidade suficiente para ser instalados com o novo compressor.

Relativamente à obtenção do COP energético, deverão ser introduzidos sensores de temperatura e de pressão com uma melhor resolução de modo a possibilitar a obtenção de um valor mais exacto. Para um melhor controlo do fluxo de água que circula nos permutadores de placas, será necessário introduzir um sistema de controlo com uma bomba e um caudalímetro de modo a possibilitar o teste do sistema para vários valores de caudal de água

Depois de completamente definido o ciclo a utilizar para a bomba de calor e todos os componentes que a compõem, esta deverá ser dimensionada para várias potências nominais. Todo o sistema deverá ser desenhado de modo a ser o mais compacto possível e permitir uma fácil instalação. Para a parte do controlo da bomba de calor, deverá ser projectado um novo sistema, mais eficiente e com mais funcionalidades, incluindo o controlo através da internet e do telemóvel.

21. Bibliografia

- [1] Alves Afonso, Clito F.; Sebenta de refrigeração; FEUP-SFC;2007
- [2] Çengel, Yunus A.; Boles, Michael A.; “Termodinâmica”; Quinta edição; McGraw-Hill; 2006
- [3] Moran, Michael J.; Shapiro, Howard N.; “Princípios de termodinâmica para engenharia”; Quarta edição; LTG; 2002
- [4] O’Neal, D. L.; Herold, K. E.; et al; “Heat Pump and Refrigeration systems design, analysis and applications; ASME; 1995
- [5] Graz, Halozan H.; et al; “Heat pumps and energy recovery”; Internationat institute of refrigeration;1990
- [6] Dossat, Roy J.; ”Principles of refrigeration”; segunda edição; John Wiley & Sons; 1978
- [7] Faires, Virgil M.; “Termodinâmica”; quarta edição; Ao livro técnico;1966
- [8] Von Cube, Hans Ludwig; Steimle, Fritz; “Heat Pump Technology”; primeira edição; Butterworth & Co; 1981
- [9] Dinçer, Ibrahim, “Refrigeration Systems and Applications”, primeira edição, John Wiley & Sons, 2003
- [10] G. Lorsch, Harold, et al, “1998 Ashrae handbook, Refrigeration”, American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1998

Anexo A – Gráficos e tabelas

A tabela seguinte apresenta a capacidade de refrigeração das válvulas de expansão TS2 e TES2 para diferentes temperaturas de evaporação e de condensação, consoante o orifício utilizado.

Tabela 22 – Capacidade das válvulas de expansão TS2 e TES2

Valve type/ Orifice	Cond. temp. ^{*)} [°C]	R22					R134a					R404A/R507					R407C				
		Capacity in [kW]					Capacity in [kW]					Capacity in [kW]					Capacity in [kW]				
		Evaporating temp. [°C]					Evaporating temp. [°C]					Evaporating temp. [°C]					Evaporating temp. [°C]				
		-35	-30	-10	0	5	-30	-10	-5	0	5	-40	-35	-30	-10	0	-10	-5	0	5	10
T2 / 0X	25	0.49	0.51	0.55	0.54	0.51	0.35	0.40	0.41	0.41	0.40	0.33	0.35	0.37	0.42	0.41	0.59	0.59	0.59	0.58	0.55
T2 / 00		0.95	1.00	1.1	1.1	1.1	0.61	0.73	0.75	0.77	0.77	0.61	0.66	0.70	0.85	0.88	1.2	1.2	1.3	1.3	1.2
T2 / 01		1.6	1.7	2.4	2.7	2.7	0.88	1.3	1.5	1.6	1.6	0.96	1.1	1.2	1.8	2.1	2.5	2.7	2.9	3.1	3.2
T2 / 02		2.2	2.5	3.5	3.9	3.9	1.2	1.9	2.0	2.1	2.2	1.3	1.5	1.7	2.6	3.0	3.7	4.0	4.3	4.5	4.6
T2 / 03		3.9	4.3	6.2	6.9	7.0	2.2	3.3	3.6	3.8	4.0	2.4	2.7	3.1	4.7	5.4	6.6	7.1	7.6	8.1	8.3
T2 / 04		5.7	6.4	9.1	10.2	10.5	3.2	4.8	5.2	5.6	5.9	3.5	4.0	4.6	7.0	8.0	9.8	10.6	11.4	12.0	12.5
T2 / 05		7.3	8.0	11.6	13.0	13.3	4.0	6.1	6.6	7.1	7.5	4.5	5.1	5.8	8.9	10.2	12.4	13.4	14.4	15.2	15.7
T2 / 06		8.9	9.8	14.1	15.9	16.3	4.9	7.5	8.2	8.7	9.1	5.5	6.2	7.1	10.8	12.4	15.1	16.4	17.6	18.6	19.2
T2 / 0X	35	0.53	0.55	0.60	0.61	0.60	0.37	0.44	0.45	0.45	0.46	0.32	0.34	0.36	0.42	0.43	0.61	0.62	0.63	0.63	0.62
T2 / 00		1.0	1.1	1.2	1.3	1.3	0.64	0.79	0.83	0.86	0.88	0.59	0.64	0.69	0.86	0.92	1.3	1.3	1.3	1.4	1.4
T2 / 01		1.7	1.8	2.6	3.0	3.2	0.93	1.4	1.6	1.7	1.9	0.92	1.1	1.2	1.8	2.2	2.7	2.9	3.1	3.3	3.5
T2 / 02		2.3	2.6	3.8	4.4	4.7	1.3	2.0	2.2	2.4	2.6	1.2	1.4	1.7	2.7	3.2	3.9	4.3	4.6	5.0	5.3
T2 / 03		4.1	4.6	6.8	7.9	8.4	2.3	3.6	4.0	4.4	4.7	2.2	2.6	3.0	4.8	5.7	7.0	7.6	8.3	8.9	9.4
T2 / 04		6.1	6.8	10.1	11.8	12.5	3.4	5.3	5.8	6.4	6.9	3.3	3.9	4.5	7.1	8.5	10.3	11.3	12.3	13.3	14.2
T2 / 05		7.7	8.6	12.8	14.9	15.8	4.2	6.7	7.4	8.1	8.8	4.3	4.9	5.6	9.0	10.7	13.0	14.3	15.6	16.7	17.8
T2 / 06		9.5	10.5	15.6	18.2	19.3	5.2	8.2	9.1	9.9	10.7	5.2	6.0	6.9	11.0	13.1	15.9	17.4	19.0	20	22
T2 / 0X	45	0.55	0.57	0.64	0.65	0.64	0.38	0.45	0.47	0.48	0.49	0.29	0.31	0.33	0.40	0.42	0.62	0.63	0.64	0.64	0.64
T2 / 00		1.0	1.1	1.3	1.4	1.4	0.65	0.82	0.86	0.90	0.94	0.55	0.60	0.64	0.83	0.90	1.3	1.3	1.3	1.4	1.4
T2 / 01		1.7	1.9	2.8	3.2	3.4	0.96	1.5	1.7	1.8	2.0	0.85	0.98	1.1	1.8	2.1	2.7	2.9	3.2	3.4	3.7
T2 / 02		2.4	2.7	4.0	4.8	5.1	1.3	2.1	2.4	2.6	2.8	1.1	1.3	1.5	2.6	3.2	3.9	4.3	4.7	5.2	5.6
T2 / 03		4.3	4.8	7.2	8.5	9.2	2.3	3.8	4.2	4.7	5.1	1.9	2.3	2.7	4.6	5.7	7.0	7.7	8.5	9.2	9.9
T2 / 04		6.3	7.1	10.7	12.7	13.7	3.4	5.6	6.2	6.9	7.6	3.0	3.5	4.1	6.9	8.4	10.4	11.5	12.6	13.8	14.9
T2 / 05		8.0	9.0	13.6	16.1	17.3	4.3	7.0	7.8	8.7	9.6	3.8	4.4	5.2	8.7	10.6	13.2	14.5	15.9	17.3	18.7
T2 / 06		9.8	11.0	16.6	19.6	21	5.3	8.6	9.6	10.7	11.7	4.7	5.5	6.4	10.6	12.9	16.0	17.7	19.4	21	23
T2 / 0X	55	0.56	0.58	0.65	0.67	0.67	0.38	0.45	0.47	0.49	0.50	0.26	0.28	0.30	0.37	0.39	0.60	0.61	0.62	0.63	0.63
T2 / 00		1.1	1.1	1.3	1.4	1.4	0.63	0.81	0.86	0.90	0.95	0.48	0.53	0.57	0.75	0.82	1.2	1.2	1.3	1.3	1.3
T2 / 01		1.7	1.9	2.8	3.3	3.6	0.95	1.5	1.7	1.9	2.0	0.74	0.86	1.0	1.7	2.0	2.6	2.9	3.1	3.4	3.6
T2 / 02		2.3	2.6	4.1	5.0	5.4	1.2	2.1	2.4	2.7	2.9	0.82	1.0	1.3	2.4	2.9	3.8	4.2	4.7	5.1	5.6
T2 / 03		4.3	4.8	7.4	8.9	9.6	2.2	3.8	4.3	4.8	5.3	1.5	1.8	2.2	4.2	5.3	6.8	7.5	8.3	9.1	9.9
T2 / 04		6.4	7.2	11.0	13.3	14.4	3.4	5.7	6.4	7.2	7.9	2.4	2.9	3.5	6.3	7.8	10.1	11.3	12.4	13.7	14.9
T2 / 05		8.1	9.1	14.0	16.7	18.1	4.2	7.0	8.0	9.0	10.0	3.0	3.7	4.4	7.9	9.9	12.8	14.2	15.7	17.2	18.7
T2 / 06		9.9	11.1	17.0	20	22	5.2	8.7	9.8	11.0	12.1	3.8	4.6	5.4	9.7	12.1	15.6	17.3	19.1	21	23

*) Condensing temperature at bubble point.

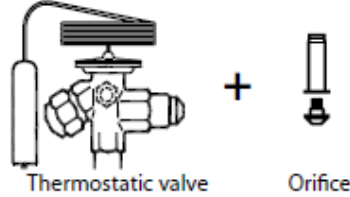
Tabela 23 - Factor de correcção para graus de subarrefecimento diferentes de 4K

Correction factor

Refrigerant	Subcooling [K]										
	2	4	10	15	20	25	30	35	40	45	50
R22	0.98	1	1.06	1.11	1.15	1.20	1.25	1.30	1.35	1.39	1.44
R134a	0.98	1	1.08	1.13	1.19	1.25	1.31	1.37	1.42	1.48	1.54
R404A/R507	0.96	1	1.10	1.20	1.29	1.37	1.46	1.54	1.63	1.70	1.78
R407C	0.97	1	1.08	1.14	1.21	1.27	1.33	1.39	1.45	1.51	1.57

Desenvolvimento de uma bomba de calor

Na imagem seguinte apresenta-se um exemplo para a escolha do orifício correcto para utilização nas válvulas de expansão TS2 e TES2.

<p>When the subcooling \neq 4 K then:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Table value x Factor = Plant capacity 2. Plant capacity / Factor = Table value <p>Example: Refrigerant = R407C $Q_{nom} = 10 \text{ kW}$ $t_e = 0^\circ\text{C}$ $t_c = 55^\circ\text{C}$ $\Delta t_{sub} = 25 \text{ K}$</p> <p>Selection: 1. T2, Orifice 04 = $12.4 \text{ kW} \times 1.27 = 15.75 \text{ kW} \rightarrow$ Valve too large</p> <p>Right selection: 2. $10 \text{ kW} / 1.27 = 7.9 \text{ kW} \rightarrow$ T2, Orifice 03</p>	 <p style="text-align: center;">Thermostatic valve Orifice</p>
--	---

Notes: Evaporator performances are referred to counter current flow, superheating 5K

Figura 69 - Exemplo de escolha de um bico para uma válvula de expansão

Para os permutadores de placas apresentam-se duas tabelas distintas pois estes componentes podem funcionar como evaporadores ou como condensadores. O permutador utilizado possui 30 placas.

Tabela 24 - Propriedades dos permutadores de calor do tipo AC30 usados como evaporadores

AC30 Evaporator						
N. of plates	R407C Tdew = 5°C H2O 12/7°C		R404a Tdew = -10°C 30% eth gly 0/-5°C		R404a Tdew = -15°C 35% eth gly -5/-10°C	
	kW	Δp (kPa)	kW	Δp (kPa)	kW	Δp (kPa)
20	6,1	37	5,0	40	4,7	40
30	9,0	36	7,5	40	7,0	40
36	10,9	37	9,0	40	8,4	40
44	13,4	37	10,9	40	10,2	40
54	16,5	38	13,3	40	12,4	40
60	18,2	38	14,8	40	13,7	40
70	20,7	37	17,1	40	15,7	39
80	22,6	35	19,0	39	17,7	39
100	25,2	30	23,3	39	21,0	37

Desenvolvimento de uma bomba de calor

Tabela 25 - Propriedades dos permutadores de calor do tipo AC30 usados como condensadores

AC30 Condenser						
	R407C Tdew = 51°C H2O 45/40°C		R134a Tdew = 49°C H2O 45/40°C		R404a Tc = 49°C H2O 45/40°C	
N. of plates	kW	Δp (kPa)	kW	Δp (kPa)	kW	Δp (kPa)
20	6,5	37	6,5	37	6,5	37
24	7,8	37	7,8	37	7,8	37
30	9,7	37	9,7	37	9,7	37
36	11,6	37	11,7	37	11,7	37
44	14,3	38	14,4	38	14,4	38
54	17,4	38	17,4	38	17,4	38
60	19,5	39	19,5	39	19,5	39
70	22,9	40	22,9	40	22,9	40
80	26,3	42	26,3	42	26,3	42
100	33,0	44	33,0	44	33,0	44

Notes:

Condenser performances are referred to counter current flow with subcooling 2K and FF= 0 [m2K/W]

Same performances with water 30/35°C and Tdew=42.5°C or Tdew=40°C

Co-current flow need a higher Tdew +2K to get same performances, Tdew 52.5 -> Tdew 54.5, Tdew 50 -> Tdew 52°C

Estão aqui disponíveis os gráficos fornecidos pelo fabricante dos compressores, referentes à potência consumida e potência frigorífica que se obtém para diferentes condições de funcionamento.

Desenvolvimento de uma bomba de calor

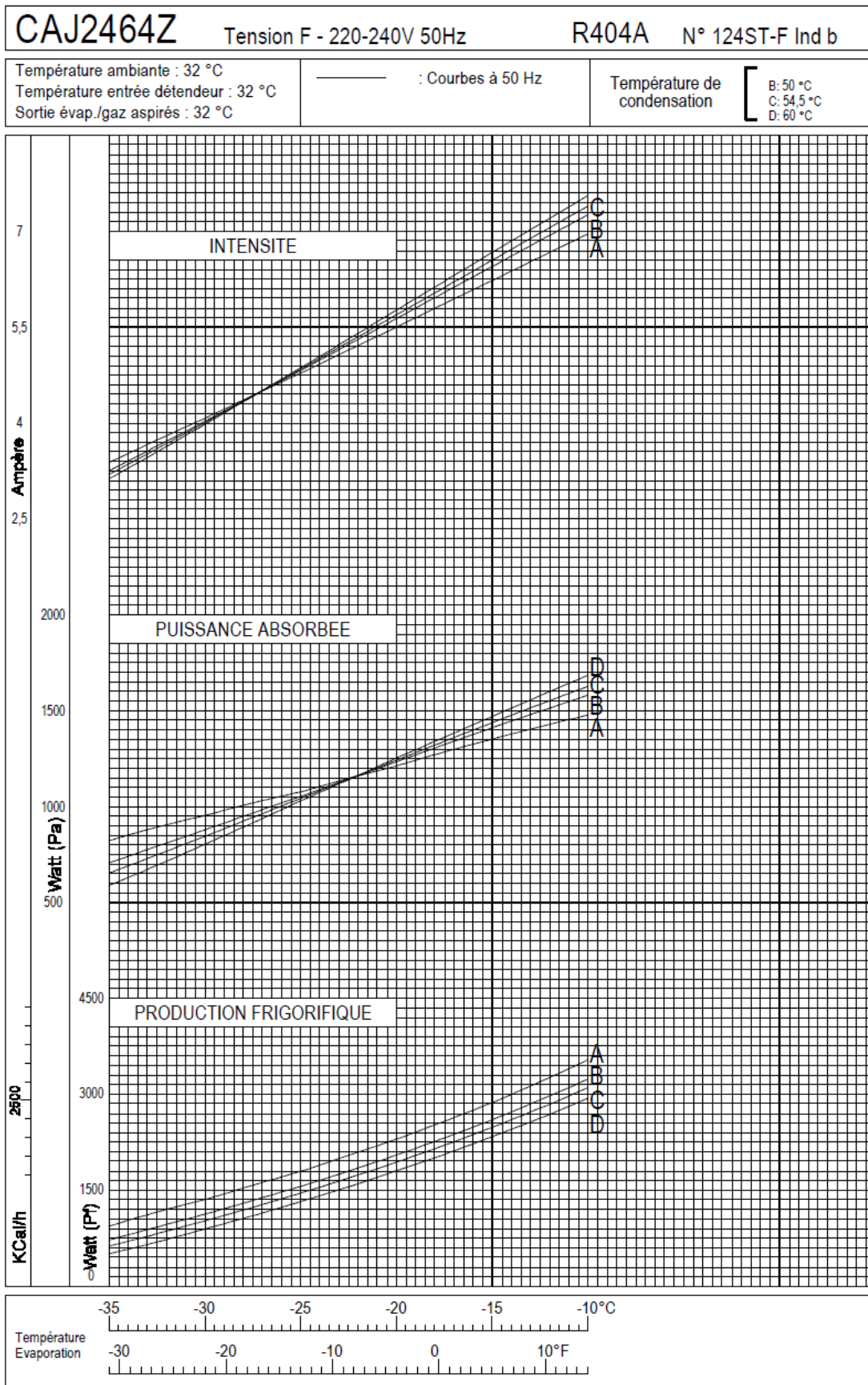


Figura 70 - Gráficos do compressor de baixa pressão

Desenvolvimento de uma bomba de calor

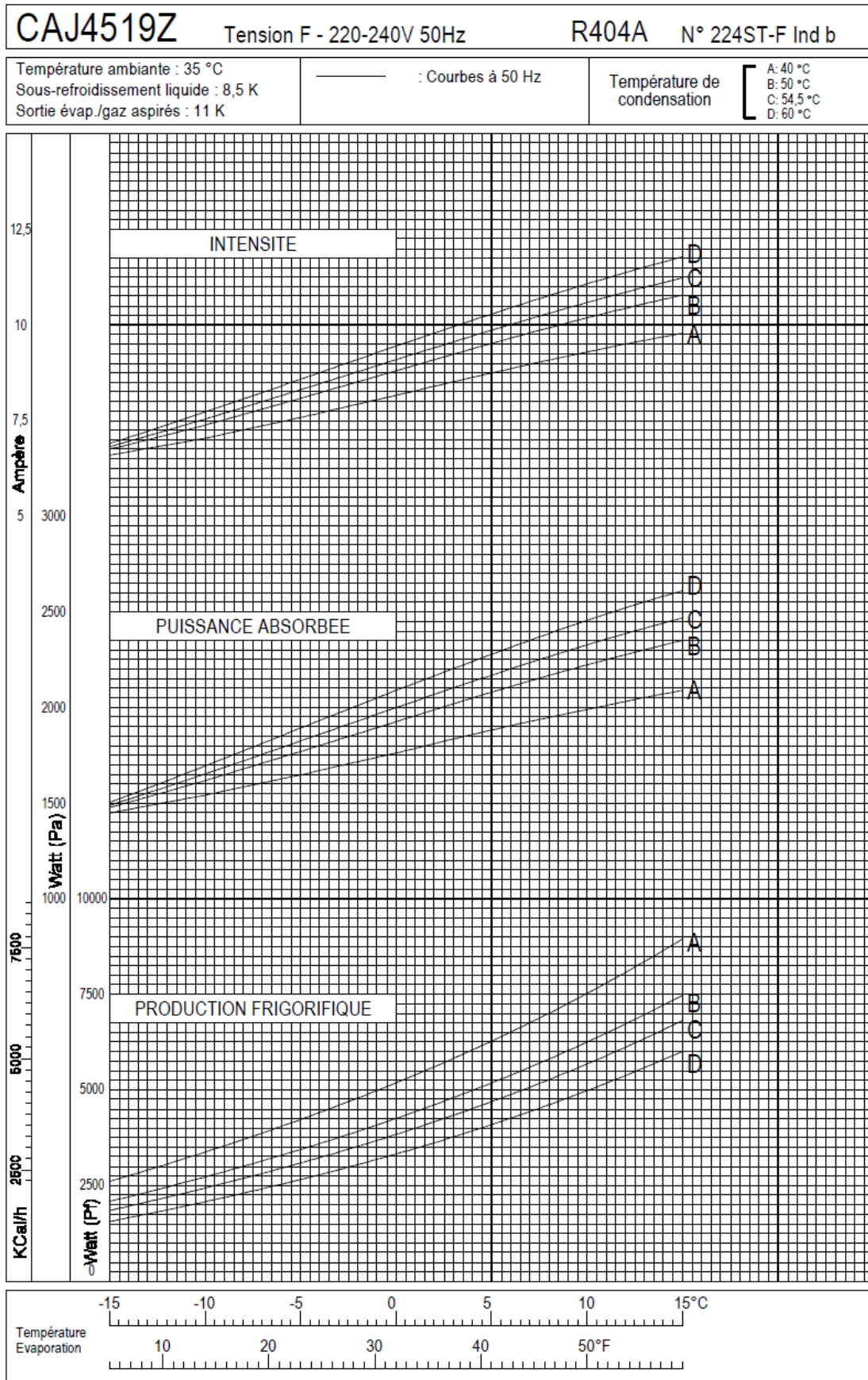


Figura 71 - Gráficos para o compressor de alta pressão

Desenvolvimento de uma bomba de calor

Relativamente ao evaporador a ar, apenas se encontra disponível a informação abaixo apresentada em tabela.

Tabela 26 - Propriedades do evaporador a ar

SERIE PLA-N			Rendimientos con R-404A			Paso Aletas 2,8 mm			[MODELO ...]			
Modelo PLA-N			26	30	57	70	97	112	140	160	210	
Precio € Sin Descong.			946,00	1.023,00	1.391,00	1.662,00	2.277,00	2.450,00	2.779,00	3.370,00	4.070,00	
Capac. Nominal	$\Delta t_1= 10K$	Tc=+10°C	W	4.340	5.270	8.670	10.550	16.100	20.040	24.390	30.060	38.030
Caudal Aire			m³/h	1.380	1.310	2.760	2.620	3.990	5.180	8.100	7.770	10.000
Ventiladores 230 V 1 50 Hz 1.300 r.p.m.	n°xØ	mm	1 x 300	1 x 300	2 x 300	2 x 300	3 x 300	2 x 400	3 x 400	3 x 400	4 x 400	
		A	0,32	0,32	0,64	0,64	0,96	1,1	1,65	1,65	2,2	
		W	73	73	146	146	219	300	450	450	600	
Nivel sonoro 10 m			dB(A)	37	37	40	40	42	45	47	47	48
Capacidad ENV 328 Punto 2			kW	2,3	2,8	4,6	5,6	8,6	10,7	13,0	16,0	20,3
Capac. Nominal con agua glicolada 30% Etylenglycol Tc= 0°C Tw1= -10°C Tw2= -6°C			W	2.890	3.400	5.780	6.800	10.250	12.900	16.300	19.350	25.600
Caudal de agua			m³/h	0,69	0,81	1,38	1,63	2,45	3,08	3,90	4,62	6,12

Anexo B – Resultados experimentais

Tabela 27 - Resultados experimentais para a primeira evolução

	Temperaturas (°C)											
Tempo	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	AQS	CS
0	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	33,6	32,6
20	16	60	45	100	100	35	10	35	-3	16	34,8	34,8
40	17	61	47	109	109	36	10	36	-2	16	35,7	34,9

Tabela 28 - Pressões obtidas no ciclo da primeira evolução

Tempo	20	40
P _{baixa} (bar)	2,2	2,4
P _{media} (bar)	7	6,8
P _{alta} (bar)	16	17

Tabela 29 - Resultados experimentais para a segunda evolução

	Temperaturas (°C)											
Tempo	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	AQS	CS
0	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	23,8	24,5
20	15	58	23	87	87	25	-6	24	-18	15	24,8	25,1
40	16		28	95	95	25	-6	25	9	16	25,3	25,8

Tabela 30 - Pressões obtidas no ciclo da segunda evolução

Tempo	0	20	40
P _{baixa} (bar)	7	1,0	0,0
P _{media} (bar)	7	1,6	1,0
P _{alta} (bar)	7	12	12,2

Desenvolvimento de uma bomba de calor

Tabela 31 - Resultados experimentais obtidos na evolução 3

Temperaturas (°C)												
Tempo	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	AQS	CS
0	15	16	15	13	15	15	15	11	15	16	23,6	25,4
30	16	16	51	22,6	62	26	11	24	-10,5	-10,5	27,1	26,1
60	16	14	52	21,5	64	29	12	26,5	-9	-11	29,6	28,5
90	16	14	52	17,5	63	32	12	29,5	-8	-10	32,4	31,2
120	Fomos almoçar											
150	17	15	53	19,8	66	27,5	13	35	-7	-10	37,8	36,6
180	17	15	53	15,4	66	40,5	12,5	37,5	-7	-10	40,4	39,3
210	17	14,5	52	16,1	68	43	13	40,5	-6,5	-9,5	43,1	42
240	16	14,5	52	29	70	42	13,5	40,4	-6,5	-10	45,4	44,6
270	16	14,5	53	30	72	45	14	42,9	-6	-10	47,9	47
300	16	15	53	31	75	47	14	45,2	-6	-10	50,2	49,5
330	16	15	54	31	77	49	15	47,3	-6	-10	52,6	51,9
390	16	15	55	33	83	53	16	51	-5,5	-11	57,1	56,1
420	16	15	55	34,5	86	53	16,5	54,5	-5,5	-11	59,3	58,3

Tabela 32 - Pressões obtidas durante o funcionamento do ciclo da evolução 3

Tempo	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360
P _{baixa} (bar)	4	2,8	3	3		3	3	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3
P _{media} (bar)	4	6,8	7	7		7,4	7	7,3	7,4	7,6	7,7	7,9	8,1
P _{alta} (bar)	4	13	15	15,5		18	19	22	23	24	26	28	30

Tabela 33 - Resultados experimentais para a evolução 4

Tempo	T1	T2	T3	T4	AQS	P _{max}	P _{min}	Q _{AQS}	W _{sist}	COP	COP
min.	°C	°C	°C	°C	°C	bar	bar	kW	kW	Entálpico	Energético
t0	27	81,9	33	-3,5	31,5	20	3,8		1,7	5,13	
h0	247	282	102,5	102,5							
p0	3,8	20	20	3,8							
t30	27	93,5	35	-4	33,3	21	3,8	1,47	1,8	4,09	0,81
h30	247	293	105	105							
p30	3,8	21	21	3,8							
t60	27,5	99,1	39	-4	34,9	24	3,8	1,30	1,9	3,63	0,69
h60	246	297	112	112							
p60	3,8	24	24	3,8							
t90	28	105,8	42	-4	36,2	26	3,9	1,06	1,9	3,36	0,56
h90	247	302	117	117							
p90	3,9	26	26	3,9							

Desenvolvimento de uma bomba de calor

Tabela 34 - Resultados experimentais para a evolução 5, usando válvula de expansão

Time	T1	T2	T3	T4	AQS	P _{max}	P _{min}	Q _{AQS}	W _{sist}	COP	COP
min.	°C	°C	°C	°C	°C	bar	bar	kW	kW	Entálpico	Energético
t0	27	81,5	33	-3,5	31,5	20	3,8		1,7	5,13	
h0	247	282	102,5	102,5							
p0	3,8	20	20	3,8							
t30	27	94,1	35	-4	36,3	21	3,8	3,91	1,8	4,09	2,17
h30	247	293	105	105							
p30	3,8	21	21	3,8							
t60	27,5	99,0	39	-4	40,6	24	3,8	3,50	1,9	3,63	1,84
h60	246	297	112	112							
p60	3,8	24	24	3,8							
t90	28	104,9	42	-4	44,5	26	3,9	3,17	1,9	3,36	1,67
h90	247	301	117	117							
p90	3,9	26	26	3,9							

Tabela 35 - Resultados experimentais para a evolução 5, usando capilares

Tempo	T1	T2	T3	T4	AQS	P _{max}	P _{min}	Q _{AQS}	W _{Sist}	COP	COP
min.	°C	°C	°C	°C	°C	bar	bar		kW	Entalp.	Energ.
t0	21	73,5	42	18	45,7	23	7,2		2,5	4,66	
h0	234	266	117	117							
p0	7,2	23	23	7,2							
t30	25	67,3	46	23	49,3	25	8	2,93	2,6	7,65	1,13
h30	237	254	124	124							
p30	8	25	25	8							
t60	25,5	70	48	24	52,3	27	8,6	2,44	2,82	7,35	0,87
h60	236	253	128	128							
p60	8,6	27	27	8,6							
t90	27	71,5	50	25	55,1	28	9	2,28	2,96	7,18	0,77
h90	236	253	131	131							
p90	9	28	28	9							

Desenvolvimento de uma bomba de calor

Tabela 36 - Resultados experimentais para o sistema da evolução 6

Tempo	T1	T2	T3	T4	T5	T6	AQS	P _{max}	P _{min}	W _{sist}	COP	COP
min.	°C	°C	°C	°C			°C	bar	bar	kW	Entalp.	Energ.
t0	7	45	20	18	4	1	17	16	5	1,75	8,92	
h0	225,1	243,1	82,5	79,6	79,6	219,3						
p0	5	16	16	16	5	5						
t30	9	53	26	22	8	5	23,1	17,5	5,8	1,80	6,41	3,00
h30	225,3	250	91,6	85,6	85,6	221						
p30	5,8	17,5	17,5	17,5	5,8	5,8						
t60	10	60	32	28	10	6	28,8	18	6	2,08	4,93	2,42
h60	225,9	257,7	100,8	94,7	94,7	221,9						
p60	6	18	18	18	6	6						
t90	13	65	36	32	12	8	33,8	23	6,2	2,22	5,61	1,99
h90	228,4	254,6	107,6	101,3	101,3	223,4						
p90	6,2	23	23	23	6,2	6,2						
t120	15	67	40	35	14	9	38,5	23	6,8	2,31	5,49	1,80
h120	231,2	257,3	114	106	106	225,3						
p120	6,8	23	23	23	6,8	6,8						
t150	17	70	43	39	15	10	42,4	25	6,9	2,30	5,20	1,50
h150	230,9	257,5	119,1	112,6	112,6	223,8						
p150	6,9	25	25	25	6,9	6,9						

Tabela 37 - Resultados experimentais para o sistema da evolução 7

Tempo	T1	T2	T3	T4	T5	T6	AQS	CT	P _{max}	P _{min}	W _{sist}	COP (+)	COP (-)
min.	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	bar	bar	kW	Energ.	Energ.
t0	19	52	26	25	2	15	23,1	18,4	11	4	1,66		
h0	238,4	260	231,7	230,5	230,5	234,7							
p0	4	11	11	11	4	4							
t30	19	68	29	27	2	12	27,5	14	12	4,2	1,71	2,27	2,27
h30	238	275,6	232,8	230,5	230,5	231,5							
p30	4,2	12	12	12	4,2	4,2							
t60	19	71	32	31	4	9	31,6	10,2	13	4,4	1,83	1,98	1,84
h60	237,7	277,6	234	232,8	232,8	228,3							
p60	4,4	13	13	13	4,4	4,4							
t90	20	73	35	34	6	7	35,8	6,9	15	4,8	1,92	1,93	1,52
h90	237,9	277,2	232,9	103,6	103,6	225,5							
p90	4,8	15	15	15	4,8	4,8							
t120	20	75	39	37	8	4	39,7	4,5	16	5	1,97	1,75	1,08
h120	238	278	120	110	110								
p120	5	16	16	16	5	5							

Desenvolvimento de uma bomba de calor

Tabela 38 – Temperaturas obtidas durante o funcionamento do ciclo da evolução 8

Tempo	T1	T2	T3	T4	T5	T6	AQS
min.	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
t0	4	46	31	29	15	9	25,7
h0	58,7	250	232,8	95,7	95,7	222,4	
p0	6	13	13	13	6	6	
t10	4	47	32	30	15	9	28,4
h10	58,7	250,4	232,8	97,3	97,3	222,4	
p10	6	13,5	13,5	13,5	6	6	
t20	4	48	34	32	16	9	30,2
h20	58,7	249,7	232,9	100,5	100,5	222,4	
p20	6	14,5	14,5	14,5	6	6	
t30	4	49	35	33	17	9	31,8
h30	58,7	250	232,9	102,1	102,1	224,4	
p30	6,2	15	15	15	6,2	6,2	
t60	6	51	40	37	18	10	37,1
h60	61,5	248,5	234,3	108,6	108,6	224,8	
p60	6,5	17	17	17	6,5	6,5	
t120	9	57	47	44	21	13	45,8
h120	65,8	248,9	196,4	120,3	120,3	226,2	
p120	7,2	20,5	20,5	20,5	7,2	7,2	

Tabela 39 - Resultados experimentais para o sistema da evolução 8

Tempo	AQS	T _{cond-e}	T _{cond-s}	W _{sist}	Q _{AQS}	Q _{AQS_2}	COP	COP ₂
min.	°C	°C	°C	kW	kW	kW	Energ.	Energ.
0	25,7	24	33	1,98	7,16		3,62	
10	28,4	25	34,5	2	7,56	7,16	3,78	3,58
20	30,2	27,5	35,5	2,05	6,36	4,77	3,10	2,33
30	31,8	30	38	2,11	6,36	4,24	3,02	2,01
60	37,1	35	42	2,22	5,57	4,68	2,51	2,11
120	45,8	45	50	2,53	3,98	3,84	1,57	1,52

Desenvolvimento de uma bomba de calor

Tabela 40 - Temperaturas obtidas durante o funcionamento do ciclo da evolução 9

Tempo	T1	T2	T3	T4	T5	T6	CT
min.	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
t0	14	70	42	40	17	10	11,6
h0	229,4	271	237	234,3	234,3	225,4	
p0	6,2	17	17	17	6,2	6,2	
t10	12	68	40	38	17,5	9,8	10,7
h10	227,8	269,5	235,6	110,1	110,1	225,7	
p10	6	16,5	16,5	16,5	6	6	
t30	11	67	40	37	17	9	9,1
h30	227,7	269,1	236,8	148	148	225,8	
p30	5,6	16	16	16	5,6	5,6	
t60	8	66	38	35	16	7,5	6,8
h60	225,2	268,7	235,5	105,3	105,3	224,7	
p60	5,4	15,5	15,5	15,5	5,4	5,4	
t90	6	65	36	35	15	6	4,9
h90	224,1	268,3	234,1	232,9	232,9	224,1	
p90	5	15	15	15	5	5	

Tabela 41 - Resultados experimentais para o sistema da evolução 9

Tempo	CT	T _{cond-e}	T _{cond-s}	W _{sist}	Q _{CS}	Q _{CS-2}	COP	COP ₂
min.	°C	°C	°C	kW	kW	kW	Energ	Energ
0	11,6	12	8	2,25	4,02		1,79	
10	10,7	12	7	2,2	5,02	2,39	2,28	1,08
30	9,1	9,5	5	2,14	4,52	2,12	2,11	0,99
60	6,8	9	4	2,09	5,02	2,03	2,40	0,97
90	4,9	6	2	2,03	4,02	1,68	1,98	0,83

Tabela 42 - Temperaturas obtidas durante o funcionamento do ciclo da evolução 10

Tempo	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9
min.	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
-	28	27	24	26	27	27	27	27	
t0	8	39	32	34	9	8	26	5	
t10	6	41	31	33	8	6	26	3,5	
t20	6	46	33	36	9	6	26	4	9
t30	7	48	34	37	9	6	26	4	9
t60	8	53	38	41	10	7	26	6	10

Desenvolvimento de uma bomba de calor

Tabela 43 - Resultados experimentais para o sistema da evolução 10

Tempo	AQS	T _{cond-e}	T _{cond-s}	P _{max}	P _{min}	P _{valv.}	W _{sist}	Q _{AQS}	Q _{AQS-2}	COP	COP ₂
min.	°C	°C	°C	bar	bar	bar	kW	kW	kW	Energ.	Energ.
-	30	31	31	10	11	11,4	0				
0	30,9	31	39,5	14,5	6	7,4	2	6,76		3,38	
10	33,1	31	38	15	5,6	7,2	2,02	5,57	5,83	2,76	2,89
20	34,4	33,5	40	16	5,8	7,4	2,05	5,17	3,45	2,52	1,68
30	35,5	35	41	16	5,8	7,4	2,07	4,77	2,92	2,31	1,41
60	39,6	39,5	44,5	18	6	7,8	2,24	3,98	3,62	1,78	1,62

Tabela 44 - Temperaturas obtidas durante o funcionamento do ciclo da evolução 11

Tempo	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
min.	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
0	18	60	30	32	12	12	7	6
10	18	64	32	34	14	12	8	6
20	18	65	33	35	15	13	9	7
30	18	66	35	37	15	14	10	7
40	19	68	36	39	17	15	10	8
50	19	69	39	41	17	15	10	9

Tabela 45 - Resultados experimentais para o sistema da evolução 11

Tempo	AQS	T _{cond_e}	T _{cond_s}	P _{max}	P _{min}	P _{valv}	W _{Sist}	Q _{AQS}	Q _{AQS_2}	COP	COP ₂
min.	°C	°C	°C	bar	bar	bar	kW	kW	kW	Energy	Energy
0	25,2	23,5	32,5	14	5,8	8,2	2,01	9,04		4,50	
10	27,3	23,5	33,0	15	6,0	8,6	2,09	9,55	5,57	4,57	2,66
20	29,4	28,5	35,5	16	6,2	8,8	2,16	7,03	5,57	3,26	2,58
30	31,4	30,0	37,0	17	6,4	9,0	2,22	7,03	5,30	3,17	2,39
40	33,3	32,0	39,0	17	6,6	9,4	2,29	7,03	5,04	3,07	2,20
50	35,3	34,0	41,5	18	6,8	9,6	2,35	7,54	5,30	3,21	2,26

Desenvolvimento de uma bomba de calor

Tabela 46 - Temperaturas obtidas durante o funcionamento do ciclo da evolução 12

Tempo	T1	T2	T3	T4	T5	T6
min.	°C	°C	°C	°C	°C	°C
-	24	24	21	23,5	24	23
0	11	42	30	33	14	11
10	10	45	30	34	14	10
30	11	50	33	29	15	11
50	11	53	37	34	16	11
60	12	54	38	36	17	12
80	13	55	40	41	19	13
100	14	57	43	45	20	13
120	14	58	45	45	20	14
140	15	61	47	-	21	14
160	15	63	49	-	22	15

Tabela 47 - Resultados experimentais para o sistema da evolução 12

Tempo	AQS	T _{cond-e}	T _{cond-s}	P _{max}	P _{min}	P _{valv}	W _{sist}	Q _{AQS}	Q _{AQS-2}	COP	COP ₂
min.	°C	°C	°C	bar	bar	bar	kW	kW	kW	Energ.	Energ.
-	23,4	24	24	10	10,6	11	-	-	-	-	-
0	23,5	24	36	14	6,8	8,8	2,12	9,55	-	4,50	-
10	28	24	36,5	14	6,6	8,6	2,14	9,94	11,93	4,65	5,58
30	31,8	29	41	15,5	6,6	8,8	2,26	9,55	5,04	4,22	2,23
50	36,2	34	45,5	17	7	9,2	2,35	9,15	5,83	3,89	2,48
60	38,4	36	47	18	7,2	9,6	2,4	8,75	5,83	3,65	2,43
80	42,3	41	51	19,5	7,4	10	2,5	7,95	5,17	3,18	2,07
100	45,8	45	54	21	7,6	10,4	2,61	7,16	4,64	2,74	1,78
120	48,9	48,5	56,5	22,5	7,8	10,8	2,7	6,36	4,11	2,36	1,52
140	51,7	52	60	24	8	11	2,78	6,36	3,71	2,29	1,34
160	54,2	55	62,5	25	8,2	11,2	2,86	5,97	3,31	2,09	1,16

Desenvolvimento de uma bomba de calor

Tabela 48 - Temperaturas obtidas durante o funcionamento do ciclo da evolução 13

Time	T1	T2	T3	T4
min.	°C	°C	°C	°C
0	13	56	36	14
10	13	58	36	14
20	13	60	38	14
25	13	61	40	14
30	14	62	40	14
40	14	64	42	15
50	14	65	43	16
60	14	66	44	17
70	14	68	45	17
80	13	69	47	17
90	13	70	48	17
100	13	71	49	17
110	13	73	50	17
120	13	75	51	17
130	13	76	52	18

Tabela 49 - Resultados experimentais para o sistema da evolução 13

Tempo	P _{max}	P _{min}	T _{AQS-e}	T _{AQS-s}	T _{AQS_e_2}	T _{AQS_s_2}	AQS	Q _{AQS}	W _{sist}	COP
min.	bar	bar	°C	°C	°C	°C	°C	kW	kW	Energ.
0	18,0	7,6	31	43	30	42	31,2	8,290	2,35	3,53
10	18,5	7,6	32	44	30	42	36	8,290	2,35	3,53
20	19,5	7,8	34	46	33	44	38,1	7,944	2,45	3,24
25	20,0	7,8	36	47	35	46	38,9	7,599	2,50	3,04
30	20,5	8,0	38	49	37	48	40,1	7,599	2,53	3,00
40	21,0	8,0	40	51	39	49	42,4	7,254	2,58	2,81
50	22,0	8,0	42	53	41	51	44,7	7,254	2,66	2,73
60	23,0	8,2	45	55	44	54	46,6	6,908	2,73	2,53
70	24,0	8,4	47	57	46	56	48,5	6,908	2,82	2,45
80	25,0	8,4	49	59	48	57	50,6	6,563	2,86	2,29
90	26,0	8,4	52	61	50	59	52,4	6,217	2,93	2,12
100	27,0	8,6	53	62	52	61	54,2	6,217	3,00	2,07
110	28,0	8,6	55	64	54	63	55,9	6,217	3,08	2,02
120	29,0	8,6	57	66	56	65	57,7	6,217	3,16	1,97
130	30,0	8,6	59	68	58	67	59,5	6,217	3,24	1,92